

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor: Výrobní systémy

Zaměření: Pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

## **OPTIMALIZACE NÁVRHU VERTIKÁLNÍ KRYOGENNÍ NÁDRŽE**

### **DESIGN OPTIMIZATION OF VERTICAL CRYOGENIC TANK**

KVS – VS – 235

Petr Stýblo

Vedoucí práce: Ing. Petr Zelený, Ph.D.

Počet stran: 64

Počet příloh: 2

Počet obrázků: 28

Počet tabulek: 14

V Liberci 3. ledna 2014

## **Zadání diplomové práce**

Název: **Optimalizace návrhu vertikální kryogenní nádrže**

Vymezení úkolu:

Úkolem diplomové práce je rozbor stávajících konstrukčních řešení, posouzení vhodnosti jejich použití a návrh alternativních řešení.

Návrh vertikální kryogenní nádoby musí zohledňovat zejména tato kritéria:

1. Dobré izolační vlastnosti;
2. Splnění souvisejících předpisů;
3. Akceptovatelné výrobní náklady.

Obsah práce:

1. Rešerše konstrukcí nádob na zkapalněné kryogenní plyny;
2. Rozbor konstrukčních požadavků z hlediska tlakotechniky a kryogeniky s využitím příslušných norem a předpisů;
3. Návrh různých způsobů uložení vnitřní nádoby pro vertikální kryogenní nádrž a určení nejvhodnějšího způsobu pro různé objemy nádob;
4. Optimalizace konstrukčního řešení a pevnostní výpočet kryogenní nádrže včetně opěrných konstrukčních částí vnitřní nádoby jedné z vybraných variant;
5. Analýza dosažených výsledků.

Literatura:

1. Související předpisy a normy;
2. Prospekty a publikace dceřinných společností firmy Chart;
3. Všeobecná literatura z oboru konstrukcí, kryogeniky, materiálů a pružnosti a pevnosti v majetku firmy Chart Ferox, a.s. Děčín.

Zadavatel:

Chart Ferox, a. s. Děčín

Ústecká 30

405 30 Děčín 5

Konzultanti:

Ing. Pavol Kováč, pavol.kovac@chart-ind.com; tel: 412 507 226

Diplomová práce KVS - VS - 235

**TÉMA:** **OPTIMALIZACE NÁVRHU VERTIKÁLNÍ KRYOGENNÍ NÁDRŽE**

**ANOTACE:** Diplomová práce shrnuje informace o stávajících konstrukčních řešeních vertikálních kryogenních nádrží. Zabývá se především analýzou těchto řešení a hledáním vhodných alternativních řešení s ohledem na požadavky na tlaková zařízení, kryogeniku a v neposlední řadě na výrobní náklady.

**THEME:** **DESIGN OPTIMIZATION OF VERTICAL CRYOGENIC TANK**

**ANNOTATION:** The diploma thesis summarizes the existing design solutions of vertical cryogenic tanks. It deals mainly with the analysis of these solutions and searching suitable alternatives with regard to the requirements of pressure equipment, cryogenics, and finally production costs.

**ZADAVATEL:** Chart Ferox a. s. Děčín  
Ústecká 30  
405 30 Děčín 5

**Desetinné třídění:** 621.6

**Klíčová slova:** **OPTIMALIZACE, KRYOGENNÍ NÁDRŽ (ZÁSOBNÍK)**

**Zpracovatel:** TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů

**Dokončeno:** 2014

**Archivní označení zprávy:**

**Počet stran:** 64

**Počet příloh:** 2

**Počet obrázků:** 28

**Počet tabulek:** 14

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum: 3. ledna 2014

Podpis:

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Petru Zelenému, Ph.D., za cenné rady při psaní diplomové práce a za trpělivost. Dále bych rád poděkoval mému konzultantovi, Ing. Pavlovi Kováčovi, za podněty a návrhy, které přispěly k úspěšnému dokončení této práce a také dalším spolupracovníkům ze společnosti CHART FEROX, a. s., kteří mě ve studiu podporovali. V neposlední řadě děkuji své rodině a přítelkyni, která mě po celou dobu mého studia podporovala.

# Obsah

1	Úvod .....	8
1.1	Kryogenika - kryogenní technika .....	8
1.2	O firmě Chart Ferox a. s. Děčín .....	9
1.2.1	Stručná historie firmy .....	11
2	Teoretická část .....	12
2.1	Druhy technických plynů a jejich využití .....	12
2.2	Technické principy výrobků Ferox .....	13
2.2.1	Normalizace a legislativa v oblasti tlakových zařízení.....	13
2.2.2	Základní princip výpočtu tlakových zařízení.....	17
2.2.3	Tlakové zpevňování .....	24
2.3	Vhodný materiál pro kryogenickou nádobu.....	25
2.4	Charakteristika vertikálního kryogenního zásobníku.....	26
2.4.1	Obecné provozní principy a popis zásobníku .....	27
3	Praktická část .....	29
3.1	Základní přehled stávajících konstrukčních uložení nádob u vertikálních kryogenních zásobníků.....	29
3.2	Volba výchozí vertikální kryogenní nádrže .....	32
3.3	Návrhy a výpočty optimalizace.....	32
3.4	Oblast optimalizace .....	34
3.4.1	Redukce množství táhel ze tří na dvě .....	34
3.4.2	Redukce radiálních podpor ze čtyř na tři .....	39
3.4.3	Eliminace axiální opěry .....	46
3.4.4	Návrh jiného způsobu uložení vnitřní nádoby .....	49
3.4.5	Uložení vnitřní nádoby do perlitové výplně meziprostoru .....	57
3.4.6	Použití tří nohou zásobníku namísto stávajících čtyř .....	59
4	Závěr .....	61
	Seznam použité literatury .....	63
	Seznam příloh .....	64

## SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

A	plocha	[m <sup>2</sup> ]
D	průměr	[m]
F	síla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m s <sup>-2</sup> ]
L	délka	[m]
p	tlak	[Pa]
R	poloměr	[m]
s	tloušťka	[m]
T	teplota	[°C; K]
V	objem	[m <sup>3</sup> ]
W	hmotnost	[kg]
α	úhel	[°]
ρ	hustota	[kg m <sup>-3</sup> ]
σ	podélné napětí	[Pa]
τ	tečné napětí	[Pa]

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Ar	Argon
CO <sub>2</sub>	Oxid uhličitý
HERA	jméno urychlovače
ITER	Mezinárodní termonukleární experimentální reaktor ( <b>I</b> nternational <b>T</b> hermonuclear <b>E</b> xperimental <b>R</b> eaktor)
Kč	Koruna česká
LAR	zkapalněný argon ( <b>L</b> iquefied <b>A</b> rgon)
LNG	zkapalněný zemní plyn ( <b>L</b> iquefied <b>N</b> atural <b>G</b> as)
N <sub>2</sub>	Dusík
N <sub>2</sub> O	Oxid dusný
O <sub>2</sub>	Kyslík
VT	vertikální zásobník ( <b>V</b> ertical <b>T</b> ank)

# 1 Úvod

Práce pojednává o optimalizaci návrhu vertikální kryogenní nádrže. Cílem práce je analýza současných řešení a návrh zlepšení vedoucího k případnému zjednodušení výroby a tím pádem ke snížení výrobních nákladů pro firmu Chart Ferox, a. s. Děčín.

## 1.1 Kryogenika - kryogenní technika [1]

Kryogenika je vědní obor zabývající se dosahováním a udržováním velmi nízkých teplot a studiem působení těchto teplot na různé materiály. V přeneseném významu označuje také technické zařízení na udržování nízké teploty.

V roce 1971 na XIII. Mezinárodním kongresu chladicí techniky bylo dohodnuto, že obor spojený s dosahováním a využíváním teplot pod 120 K (-153 °C) se bude nazývat kryogenika. Výraz *kryogenní* má řecký původ a to ze slova *kryos*, což znamená mráz a slova *genos* – původ. Kryogenní technika nachází uplatnění v mnoha oborech, zejména v hutnictví, chemickém průmyslu, elektrotechnice, energetice, dále pak ve výzkumu supravodivosti či v raketovém inženýrství.

Největšího rozmachu kryogeniky se dostalo díky nízkotlakému dělení vzduchu na kyslík, dusík a argon. Výkon největší jednotky vyrobené v ČR pro hutnický průmysl v Košicích a v Ostravě je  $m = 1\,200 \text{ tun O}_2/\text{den}$ . Výroba zkapalněného kyslíku se v dnešní době blíží hodnotám dvou set miliónů ročně. Využíván je zejména pro úpravu struktury oceli či intenzifikaci výroby surového železa. Dusík a argon mají též širokou škálu využití v různých odvětvích národního hospodářství, např. ve výrobě umělých hnojiv, při zpracování ropy či při vytváření umělé atmosféry. Velkého významu nabyla i výroba zkapalněných plynů z důvodu lepšího skladování a transportu. Na začátku 19. století se podařilo Angličanovi Faradayovi zkapalnit sirovodík, chlór, čpavek a oxid dusný. Mnoho následujících let se ale nepodařilo zkapalnit další druhy plynů a tak se rozšířilo, že je zkapalnit nelze. Z tohoto důvodu, v dané době, roztřídili vědci plyny do dvou skupin: plyny koercibilní a permanentní, tj. zkapalnitelné plyny a ty, u nichž byl předpoklad, že se zkapalnit nedají. Mezi permanentní byl tehdy zahrnut i vzduch a jeho složky. Obrat nastal až v roce 1895, kdy německý vědec Carl von Linde po letech výzkumu sestrojil kontinuální laboratorní zkapalňovač vzduchu. V roce 1907 navrhl a také uskutečnil proces dělení vzduchu v koloně s dvojitou rektifikací.



Pomocí separace se vzduch stlačí, odstraní se z něj vlhkost, mechanické nečistoty a oxid uhličitý. Následně se plyn ochladí na extrémně nízkou teplotu a vzniklá kapalina se destilací rozdělí na kyslík, dusík, argon a další vzácné plyny. Tento způsob je základem průmyslových dělicích zařízení dodnes. V roce 1911 holandský fyzik Heike Kammerling-Onnes objevuje supravodivost, tj. jev kdy podchlazený materiál neklade odpor vůči průchodu elektrického proudu a při průchodu proudu sám kolem sebe vytváří velmi silné magnetické pole. V roce 1937 sovětský fyzik P. L. Kapica sestrojil turbínový expanzní stroj s vysokou účinností, který umožňoval průmyslovou separaci vzduchu nízkotlakým postupem. Používá se dodnes.

V roce 1937 je použita práško-vakuová izolace mající lepší vlastnosti vůči čistě vakuované izolaci. V roce 1950 dochází k zahájení výroby zařízení na dělení vzduchu v Děčíně, vůbec poprvé v celém Československu. O devět let později je firmou Linde představena mnohovrstvá reflexní izolace – tzv. superizolace. V roce 1997 je postaven urychlovač se supravodivými magnety v Hamburku – projekt HERA. V roce 2003 byl dohodnut projekt ITER na výzkum termojaderné fúze, asi zatím největší projekt v dějinách lidstva.

## **1.2 O firmě Chart Ferox a. s. Děčín [2]**

Společnost Chart Ferox, a. s. je celosvětově uznávaným výrobcem kryogenních zařízení na skladování, dopravu a distribuci zkapalněných technických plynů ( $O_2$ ,  $N_2$ , Ar),  $CO_2$  a uhlovodíků, zejména zkapalněného zemního plynu (LNG).

Chart Ferox s hlavním sídlem v Děčíně je součástí nadnárodní společnosti Chart Industries, Inc., která má celosvětové pokrytí s pobočkami v USA, Číně, Austrálii, Velké Británii a Německu. Základní výrobní portfolio děčínské pobočky tvoří široké objemové a technické spektrum vakuově izolovaných kryogenních zásobníků v objemech od několika stovek litrů, tzv. „balených plynů“, standardních zásobníků do  $60\text{ m}^3$  ( $80\text{ m}^3$ ) až po speciální inženýrské zásobníky do objemu  $1\,000\text{ m}^3$ , mobilní a transportní zařízení, atmosférické odpařovače, vakuově izolovaná potrubí, satelitní a plnicí stanice na zkapalněný zemní plyn. Kromě výroby se firma též zabývá montážemi, opravami a repasemi kryogenních zařízení. Společnost má již sedmdesátiletou tradici a je etablovaným výrobcem kryogenních zařízení, které dodává do celé Evropy, Asie, Afriky, na Střední a Dálný Východ a do Jižní Ameriky.



Obr. 1: Areál firmy Chart Ferox, a. s. [2]



Obr. 2: Základní portfolio výrobků [2]

### 1.2.1 Stručná historie firmy [2]

1939 - 1945: Na počátku 2. světové války se německá firma Wilhelm Schmidding rozhodla postavit svůj vedlejší závod zaměřený na výrobky z hliníku a mědi, a to v Děčíně, tehdy již okupovaného Německem. Postupně převážil válečný program, zejména hliníkové letecké kontejnery, pumpy a součásti raket.

1945 - 1952: Dne 23. 5. 1945 byla továrna, částečně poškozená bombardováním, převzata zástupcem Československé vlády. Závod byl začleněn pod národní správu firmy Pražská měďárna, kabelovna a elektrotechnické závody „Křížík“. Zpočátku vyráběl kuchyňské nádobí a později i nádrže na mléko, chladiče, zásobníky na pivo, bojler, odpařovače solí, a další. Díky naplánovanému rozvoji chemického průmyslu se na konci tohoto období staví první kyslíkárna.

1952 - 1960: Dne 1. 1. 1952 založen národní podnik Škodovy závody Děčín, n. p. V této době se výroba specializovala na tzv. „flešinky“ pro Sovětský svaz, což byly velké nádoby uvnitř vyvářené nerezovými páskami.

1960 - 1968: Podnik byl v letech 1959 až 1965 značně rozšířen, vznikla tak mimo jiné i dnešní hlavní výrobní hala. Výroba orientována především na chemické aparáty. Roku 1968 vyroben první stabilní kryogenní zásobník.

1968 - 1980: Zaveden název Ferox. Navzdory tehdejší okupačně-politické atmosféře bylo dosaženo řady obchodních úspěchů, z nichž největší byl kontrakt na šest dělících zařízení vzduchu do Indie, v té době jeden z největších kryogenních projektů na světě. Kryogenní zásobníky se staly opakovaným výrobkem o velikosti 5 – 50 m<sup>3</sup>.

1980 - 1989: Velká snaha o hospodářský rozvoj. Již v roce 1984 byl pořízen centrální počítač pro řízení podniku. Zahájeny kroky k získání certifikátu ASME. Export v tomto období tvořil 50 % z objemu výroby.

1989 - 2002: Založena akciová společnost Ferox, 100% vlastněna státem. Rozpad tradičních trhů znamenal velké problémy. Postupně akcionáři a stát prodávali své akcie, až vlastnický podíl společnosti Chart ve Feroxu přesáhl 90 %.

2002 - současnost: Rozvoj kryogenních zařízení a systémů pro skladování a distribuci zkapalněného zemního plynu (LNG). V roce 2011 byly ve firmě (jako první na světě) vyrobeny dva horizontální zásobníky na LNG o objemu 1 000 m<sup>3</sup>.

## 2 Teoretická část

### 2.1 Druhy technických plynů a jejich využití [2]

Plyn	Označení	Bod varu [°C]	Hustota - kapalný stav [kg/m <sup>3</sup> ]	Poznámka
Dusík	N <sub>2</sub>	-196	806	kryogenní ...
Argon	Ar	-186	1 405	... složky ...
Kyslík	O <sub>2</sub>	-183	1 141	... vzduchu
Metan	CH <sub>4</sub> + (LNG)	-161	422	zemní plyn
Oxid dusný	N <sub>2</sub> O	-90	1 230	rajský plyn
Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	-78	1 101 (-37 °C)	suchý led, pивní pěna

Tab. 1: Technické plyny [2]

Zkapalněné plyny mají rapidně menší objem, tj. lze je snáze transportovat a zároveň využívat jejich nízkých teplot (např. dusík má v plynném stádiu 1,25 kg/m<sup>3</sup>).

#### Dusík

- Inertní atmosféry, ochrana před oxidací
- V kapalném stavu velmi nízká teplota – chlazení materiálů, využití v procesech např. kontinuální vytlačování profilů v hutnictví či mletí koření bez tepelného poškození a ztráty esencí, kryoskalpel v chirurgii, aj.

#### Argon

- Inertní atmosféry např. při výrobě speciálních ocelí či speciálních elektronických součástek, svařování hliníku a austenitických ocelí
- Ve směsi s dusíkem se používá jako ochranná atmosféra žárovek a jako prostředí pro uchovávání potravin

#### Kyslík

- Svařování a pálení kovů, v metalurgii (Martinské pece, konvertory)
- Čištění odpadních vod, chov ryb
- Okysličovadlo raketových motorů při letech kosmických lodí

### Zemní plyn

- Ekologické palivo
- Surovina pro chemický a palivový průmysl

### Rajský plyn

- V medicíně jako anestetikum
- V potravinářském průmyslu jako hnací plyn do sprejů či jako inertní atmosféra do balených potravin
- Vstřikování do závodních spalovacích motorů značně zvyšuje výkon

### Oxid uhličitý

- Transportní chlazení potravin, kdy je ve formě suchého ledu
- Sycení nápojů
- Suché praní prádla, kožešin
- Zpevňování hadic pro oplétání

## **2.2 Technické principy výrobků Ferox [2]**

### **2.2.1 Normalizace a legislativa v oblasti tlakových zařízení**

*Vyhrazené tlakové zařízení* je takové, u kterých si stát, z důvodu jejich nebezpečí vyhrazuje zákonnou úpravou právo dozoru (nad návrhem, výrobou i provozem).

*Legislativa* - tj. zákony, nařízení vlády, vyhlášky – jsou základní dokumenty vztahující se k tlakovým zařízením, které definují právní rámec a jsou povinné.

*Zákon* je obecně závazný právní předpis přijatý parlamentem. Je nadřazen podzákonným předpisům (vyhláškám, nařízením).

*Vyhláška* je podzákonný právní předpis. Většinou je vydávána jako prováděcí předpis k zákonu a zpracovává jí ústřední orgán státní správy.

*Nařízení vlády* je obdobou vyhlášky, pokud se týká více resortů.

*Technické normy* definují technické požadavky a postupy pro tlaková zařízení a jsou nepovinné.

*Předpis* je obecně neveřejný dokument, který popisuje postupy, případně práva a povinnosti.

Platné zákony, vyhlášky a nařízení vlády pro vyhrazená (tlaková) zařízení:

- Zákon č. 22/1997 Sb., o technických požadavcích na výrobky, kde je mimo jiné definice technických norem, předpisů, státního zkušebnictví, autorizace, atd.
- Zákon č. 102/2001 Sb., o obecné bezpečnosti výrobků, který především definuje bezpečné a nebezpečné výrobky a dozor nad dodržováním požadavků
- Nařízení vlády č. 26/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na tlaková zařízení definovaná **Direktivou 97/23/ED – PED** (Pressure Equipment Directive)
- Nařízení vlády č. 23/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na zařízení a ochranné systémy určené pro použití v prostředí s nebezpečím výbuchu (94/9/EHS)
- Nařízení vlády č. 42/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na přepravitelná tlaková zařízení Direktivou 1999/36/EC – TPED, a další

Pro tuto práci je tedy důležitá Direktiva 97/23/ED – PED, jejíž stručný účel je:

- Zajištění bezpečnosti tlakových zařízení v rozsahu návrhu, výroby a posouzení shody
- Stanovení základních technických požadavků na tlaková zařízení
- Stanovení jednotných postupů posuzování shody
- Odstranění vícenásobného schvalování
- Omezení zbytečných nákladů a administrativních postupů
- Stanovení jednotných požadavků na kontrolní subjekty

Mimo jiného direktiva klasifikuje tlakové zařízení a to na:

Stabilní tlaková zařízení s nejvyšším pracovním tlakem vyšším než 0,5 baru.

A dále je rozčleňuje dle:

- Druhu, např. tlakové nádoby, tlaková zařízení vystavená působení plamene, potrubí, bezpečnostní a tlaková výstroj, aj.
- Pracovní látky, kdy ve skupině 1 jsou nebezpečné látky (výbušné, hořlavé, jedovaté, atd.) a ve skupině 2 jsou všechny ostatní, které nespádají do skupiny 1
- Nejvyššího pracovního tlaku a objemu nádoby
- Nejvyššího pracovního tlaku a jmenovité světlosti DN

Významnou roli pak také mají národní tlakové kódy (možné požadavky zahraničních zákazníků), které shrnují požadavky na tlaková zařízení:

- Německo AD 2000-M
- Francie CODAP
- Velká Británie BS5500
- USA ASME CODE Section VIII. Div. I
- Česká republika ČSN 690010
- A další

Hlavní kódy pro Evropu:

- EN 13445 Netopené tlakové nádoby
- EN 13480 Kovová průmyslová potrubí

Výrobní normy pro stabilní nádoby PED 1997/23/EC:

- **EN 13458 Kryogenní nádoby, stabilní vakuově izolované nádoby**
- EN 14197 Kryogenní nádoby, stabilní ne-vakuově izolované nádoby

Pozn. Norma EN 13458 je stěžejní pro výpočet.

EN 1252: Kryogenické nádoby. Materiály.

Část 1: Požadavky na houževnatost při teplotách pod -80 °C

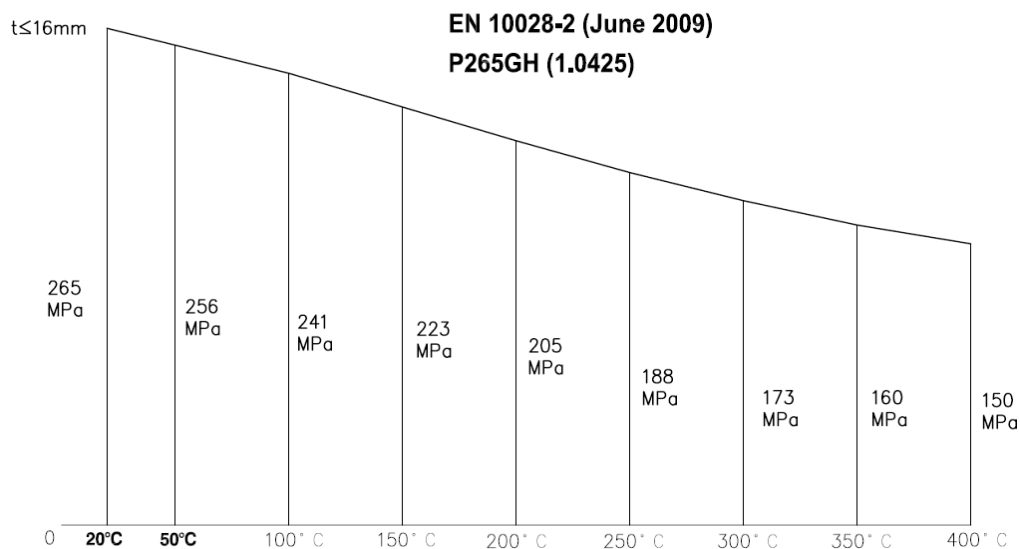
Část 2: Mechanické vlastnosti při teplotách mezi -80 °C až -10 °C.

Všeobecně tato norma stanovuje požadavky na houževnatost kovových materiálů a svarů při nejnižší pracovní teplotě a dále svarů austenitických nerezavějících ocelí, pro použití při minusových teplotách, zajišťuje tak jejich případnou vhodnost pro kryogenické nádoby.

Vliv teploty na mechanické vlastnosti materiálů (ocelí obecně):

- vyšší teplota znamená pokles meze kluzu, pevnosti, modulu pružnosti a naopak znamená nárůst houževnatosti materiálu
- nižší teplota znamená nárůst meze kluzu, pevnosti, modulu pružnosti a houževnatost výrazně klesá

Dle EN 13458-2 (AD 2000-M) lze počítat se stejnými mechanickými vlastnostmi materiálu až do 50 °C jako má daný materiál při 20 °C. Standardně je tedy návrhová a maximální teplota použita hodnotě rovné 50 °C.



Obr. 3: Příklad vlivu teploty na mez kluzu oceli 1.0425; EN 10028-2 [2]

Dále pod návrh a výrobu tlakových zařízení spadá mnoho dalších podpůrných norem:

- Tlakové příslušenství (armatury, hadice, spojky, atd.) a bezpečnostní výstroj (pojišťovací ventily, průtržné membrány, atd.)
- Provozní požadavky (provozní čistota, aj.)
- Materiálové požadavky (houževnatost při nízkých teplotách, apod.)

Obecně mohou existovat i soubory dalších norem, které se obecně vztahují ke konkrétním druhům výrobků nebo jejich specifickým skupinám, například:

- EN 1473 Zařízení pro zkapalněný zemní plyn. Navrhování pozemních zařízení.
- EN 12186 Zásobování plynem. Regulační stanice pro přepravu a rozvod plynu. Funkční požadavky.

Dále jsou pro návrh, výrobu a provozování pro společnost směrodatné předpisy sdružení, kterých je firma členem:

EIGA – Evropská asociace technických plynů  
 ČATP – Česká asociace technických plynů



V souhrnu lze tedy říci, že díky mnohaletým firemním zkušenostem s výrobou tlakových zařízení se společnosti podařilo vytvořit obrovský soubor jednotlivých interních předpisů – postupů, které popisují kompletní proces výroby daného zařízení včetně návrhu, materiálu, komponent, technologických postupů výroby, kontroly, zkoušek a samotného provozování. Všechny tyto předpisy vychází z výše uvedených legislativních dokumentů, zejména pak kódu PED a normy EN 13458 (a mnoha dalších) a jsou neustále aktualizovány dle nově přichozích novelizací těchto dokumentů a dle čerstvě nabytých poznatků jako je např. využití zvýšených materiálových hodnot při minusových teplotách či využívání technologie tlakového zpevňování.

### **2.2.2 Základní princip výpočtu tlakových zařízení**

Při výpočtu nádoby musí být brány v úvahu následující okolnosti:

- Vnitřní tlak nebo vnější přetlak
- Hydrostatický tlak tekutiny při provozu
- Zatížení od větru, sněhu a ledu
- Zatížení od zemětřesení
- Ostatní zatížení od podpěr nebo jiných lokálních zatížení, včetně zatížení při dopravě a stavění
- Napětí způsobená rozdíly teplot a rozdílnými hodnotami součinitelů teplotní roztažnosti
- Rázová zatížení, zatížení od výbuchu, požáru
- Napětí vyvolaná kolísáním tlaku, teploty nebo jiných zatížení

Standardní vnější zatížení „našich“ výrobků:

#### Zásobníky

Vítr: UBC 1997 nebo EN 1991-1-4, základní rychlost větru 56 m/s

Zemětřesení: UBC 1997, Zóna 3

#### Odpařovače

Vítr: UBC 1997, 45m/s – obecně

NS 3491-4 - Norsko, rychlost větru dle lokality

Zemětřesení: UBC 1997, Zóna 4

Obecně pak:

### Oheň

TRB 610

EN 1991-1-2 Eurocode 1: Actions on structures. Actions on structures exposed to fire

EN 1993-1-2 EN 1993-1-2 Part 1-2: General rules. Structural fire design

### Jednotlivé „Eurokódy“ [5]

např.: Eurocode 8 - Design of structures for earthquake resistance

EN 1998-1 Part 1: General rules, seismic actions and rules for buildings

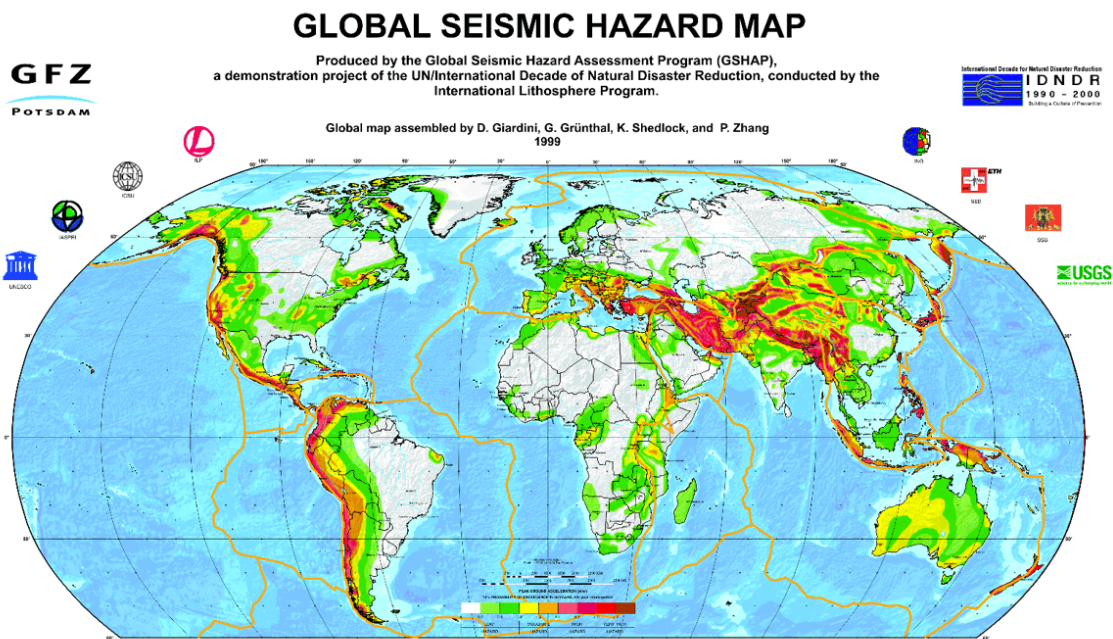
EN 1998-2 Part 2: Bridges

EN 1998-3 Part 3: Assessment and retrofitting of buildings

EN 1998-4 Part 4: Silos, tanks and pipelines

Typ	VT3	VT6	VT9
<b>Seismické zatížení dle UBC 1997, Zóna 3</b>			
Smyková síla na základně [N]	33,571	54,549	75,766
Ohybový moment [Nm]	104,206	218,685	372,315
<b>Zatížení větrem dle EN 1991-1-4 nebo UBC 1997, <math>v = 56</math> m/s</b>			
Smyková síla na základně [N]	9,890	16,407	23,362
Ohybový moment [Nm]	30,699	65,774	114,801
<b>Počet šroubů na 1 nohu (materiál šroubu 5.6 nebo 8.8 dle DIN 18800)</b>			
Minimální počet šroubů – materiál 5.6	2xM14	2xM16	2xM20
Minimální počet šroubů – materiál 8.8	2xM14	2xM14	2xM14

Tab. 2: Příklad externího zatížení VT zásobníků [2]



Obr. 4: Globální mapa seismicky aktivních oblastí [2]

Základní pojmy výpočtu:

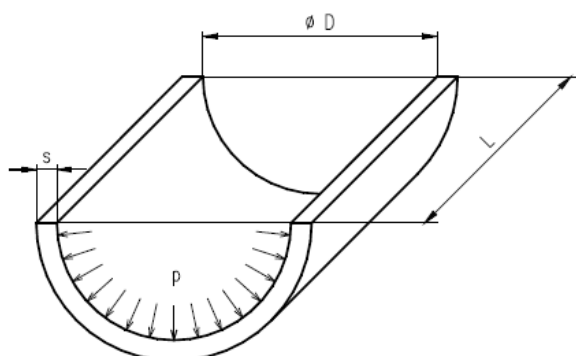
Tlak ...  $p$  [ $\text{N/m}^2$ ] (1 bar = 100 000 Pa = 0,1 MPa)

Napětí ...  $\sigma$  [ $\text{N/mm}^2$  = MPa]

Základní vztah pro výpočet tloušťky válcové skořepiny – tzv. „Kotlový vzorec“:

Vycházíme z rovnováhy sil, tj. síla je rovna součiniteli tlaku a plochy, na kterou působí.

Napětí v podélném svaru:

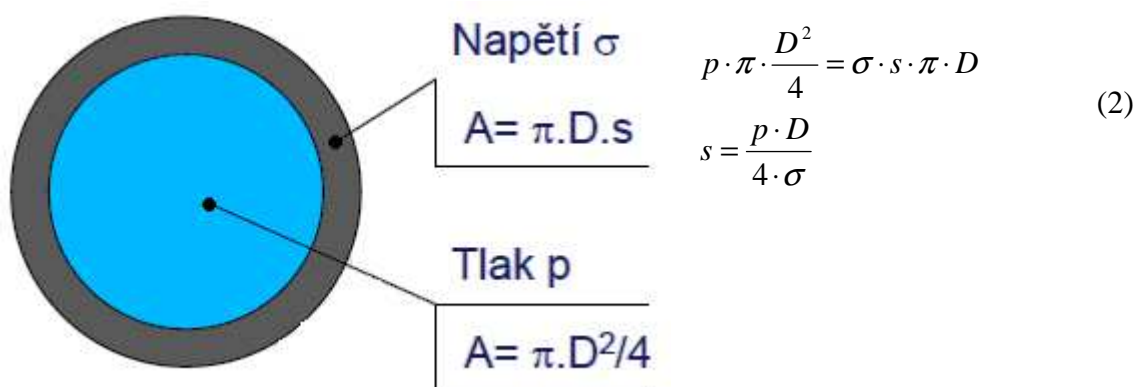


$$p \cdot D \cdot L = \sigma \cdot s \cdot L \cdot 2$$

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma} \quad (1)$$

Obr. 5: Válcová skořepina [2]

Napětí v obvodovém svaru:



Obr. 6: Válcová skořepina [2]

Napětí v obvodovém svaru je tedy poloviční oproti podélnému, rozhodující je tedy podélný svar.

Výpočtový tlak:

$p_s$  ... nejvyšší dovolený tlak (maximum allowable pressure)

- dříve používaný pojem MAWP (Maximum Allowable Working Pressure)

$p_L$  ... hydrostatický tlak

- může být zanedbán když  $< 5 \% p_{top}$

$p_{top}$  ... návrhový tlak v nejvyšším místě

$$P_{top} = p_s + 1 \text{ [bar]}$$

$P_{bot}$  ... návrhový tlak v nejnižším místě

$$P_{bot} = p_s + p_L + 1 \text{ [bar]}$$

$p_c$  ... výpočtový tlak (calculation pressure)

$p_c = p_{bot}$  ... dle EN 13458 (stabilní zásobníky)

$p_c = p_T$  ... dle EN 13530 (mobilní zásobníky)

$p_T$  ... zkušební tlak

$p_T = 1,43 \cdot p_{top}$  a  $p_T = 1,25 \cdot p_{bot} \cdot K_{20}/K_{design}$ , kde se dle EN 13458-2 bere maximální hodnota z těchto vztahů (pro stabilní zásobníky)

$p_T = 1,3 \cdot p_{top}$  dle EN 13530-2 (pro mobilní zásobníky)

Základní vztah pro válcovou skořepinu dle norem:

$$s = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot \sigma}; \sigma_a = \frac{R_e}{S} \quad (3)$$

p ..... výpočtový tlak

s ..... tloušťka stěny

D<sub>i</sub> ..... vnitřní průměr

D<sub>o</sub> ..... vnější průměr

D<sub>stř</sub> ..... střední průměr

σ<sub>a</sub> ..... dovolené napětí

R<sub>e</sub> ..... mez kluzu

S ..... koeficient bezpečnosti (1,5)

v ..... součinitel svarového spoje

v	Podélné svary	T-spoje	Obvodové svary
1,00	100 %	100 %	25 %
0,85	2 %	10 % nebo min. 1x na nádobě	2 %

Tab. 3: Součinitel svarového spoje v závislosti na požadavku RTG kontroly, dle EN 13458-2 [2]

Dle AD 2000-M a ČSN 690010 pak:

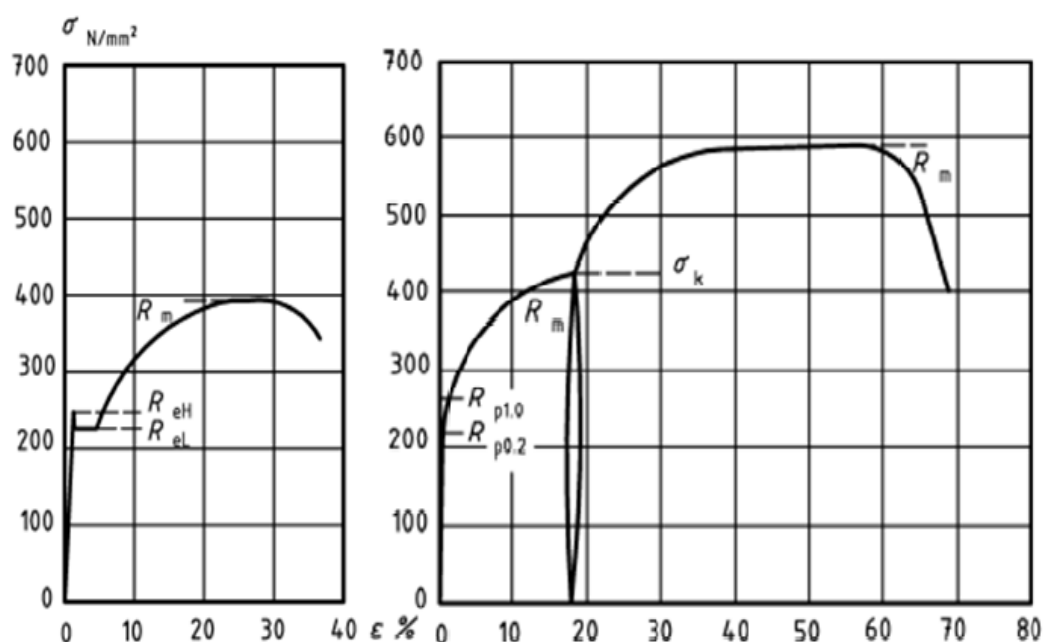
$$s = \frac{p \cdot D_{stř}}{2 \cdot \sigma_a \cdot v} = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot \frac{R_e}{S} \cdot v - p} = \frac{p \cdot D_o}{2 \cdot \frac{R_e}{S} \cdot v + p} \quad ; \quad \frac{D_o}{D_i} \leq 1,2 \quad (4)$$

Mechanické vlastnosti austenitických (nerezových) ocelí:

Zlepšení korozní odolnosti se dosahuje snížením obsahu uhlíku, což znamená ale pokles pevnostních hodnot.

V pevnostních výpočtech se v minulosti vycházelo z meze kluzu  $R_{p0,2}$ , ale díky tomu vycházela velmi malá hodnota dovoleného napětí  $\sigma_a$ . Na konci 70. let minulého století započala snaha o racionální využívání vlastností austenitických ocelí a to:

1. Využití smluvní meze kluzu  $R_{p1,0}$  pro výpočet  $\sigma_a$  a to, že za určitých podmínek lze uvažovat  $R_{p1,0}$  vyšší o 15 % (ADR, EN 13458)
2. Legování dusíkem (a jinými prvky) – např. 1.4311, 1.4315 (304N)
3. Zvýšení  $R_{p0,2}$  řízeným doválcováním za snížených tvářecích teplot - tzv. předzpevněné plechy
4. Využití tlakové zkoušky pro zpevnění tlakové nádoby – využívá Ferox



Obr. 7: Zpevňování nádob z austenitických ocelí; EN 13458-2, příloha C [2]

Ocel	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_{p1,0}$ [MPa]	$\sigma_k$ [MPa]
1.4301	210	250	410
1.4311, 1.4315	270	310	470

Tab. 4: Hodnoty meze kluzu oceli před a po zpevnění,  
Tab. C.1, EN 13458-2 [2]

Porovnání hodnoty tloušťky stěny (vnitřní nádoby) zásobníku před a po zpevnění:

$$D_o := 2500 \cdot \text{mm}$$

$$p := 3.8 \cdot \text{MPa} \quad \text{tj. 38 bar}$$

$$R_e := 250 \cdot \text{MPa} = R_{p1.0} \dots \text{ocel EN 10028-7 - X5CrNi1810 (1.4301)}$$

$$c_c := 0 \cdot \text{mm} \quad \text{korozní přídavek}$$

$$S := 1.5 \quad \text{součinitel bezpečnosti}$$

$$v := 1 \quad \text{součinitel svarového spoje}$$

$$s := \frac{p \cdot D_o}{2 \cdot \frac{R_e}{S} \cdot v + p} + c_c \quad s = 28.2 \text{ mm}$$

$$D_o := 2500 \text{ mm}$$

$$p := 3.8 \text{ MPa} \quad \text{tj. 38 bar}$$

$$R_e := 410 \text{ MPa} = \sigma_k \dots \text{Tabulka C.1 v EN 13458-2 ocel 1.4301}$$

$$c_c := 0 \cdot \text{mm} \quad \text{korozní přídavek}$$

$$S := 1.5$$

$$v := 1$$

$$s := \frac{p \cdot D_o}{2 \cdot \frac{R_e}{S} \cdot v + p} + c_c \quad s = 17.3 \text{ mm}$$

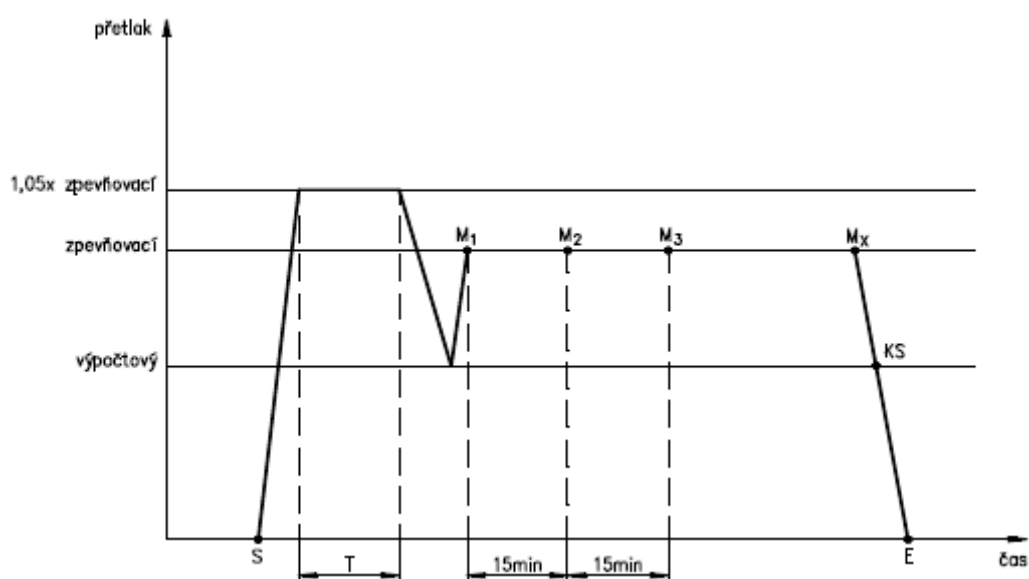
Porovnáme-li tedy tyto dvě hodnoty, zjistíme jednoduchým výpočtem, že „ušetříme“ 10,9 mm tloušťky stěny, což znamená úsporu téměř 39 % z původní tloušťky. Tato skutečnost se pak razantně promítne na celkové hmotnosti dané nádoby. Tloušťka stěny vnitřní nádoby je stěžejní pro další návrh nádoby jako celku.

### 2.2.3 Tlakové zpevňování

Tlakové zpevňování či autofretáž je technologickou operací, při které dochází ke zvýšení zaručované hodnoty smluvní meze kluzu uvedené v materiálovém listě na výpočtovou mez kluzu zpevněného materiálu (viz. obr. 7, tab. 4 - str. 21). Zpevnění nádoby tlakem je současně považováno za první tlakovou zkoušku nádoby. Zpevňování se provádí natlakováním nádoby na zpevňovací přetlak, který vyvolá trvalou deformaci nutnou k dosažení zvýšené meze kluzu materiálu. Všechny úkony jsou předepsány normou EN 13458-2.

#### Všeobecný postup:

Zpevňování tlakem se provádí tlakováním vodou s obsahem chloridů max. 50 ppm při teplotě 20 °C po dokonalém odvzdušnění nádoby. Odchyly teploty vody +5 °C eventuálně -10 °C. Maximálně dovolené využitelné zpevňovací napětí je dáno v konstrukční dokumentaci.



Obr. 8: Princip tlakového zpevňování [2]

Nádoba se naplní vodou. Před uzavřením nádoby je nutno počkat min. 15 minut, než z vody uniknou vzduchové bubliny. Potom se nádoba uzavře a utěsní.

Před zpevněním tlakem pověřený pracovník změří vnější obvod uprostřed každého lubu. Dále pak na stejných místech změří tloušťku pláště. Hodnoty zaznamenává do protokolu.



## 2.3 Vhodný materiál pro kryogenickou nádobu [4]

Největší rozvoj ocelí vhodných pro skladování zkapalněných plynů nastal již počátkem 20. století. Téma se týká vnitřní nádoby.

Dle pracovní teploty lze konstrukční materiály rozdělit do třech základních skupin:

- Oceli vhodné do teplot  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Oceli vhodné do teplot  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Oceli vhodné do hodnot blízkých se teplotě absolutní nuly

Nás bude zajímat poslední skupina, tj. oceli použitelné do extrémních minusových teplot. Tento materiál si musí oproti běžným druhům zachovat především dostatečnou houževnatost a také vysokou pevnost. V neposlední řadě, za těchto nízkých teplot, musí splňovat požadavek vysoké úrovně lomové houževnatosti. Také nesmíme opomenout, že tato ocel musí být svařitelná. Rozhodující pro výběr vhodné oceli je kritériální hodnota rázové energie, tedy rázové práce, která je nutná k přeražení normovaného vzorku materiálu s vrubem za teploty  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Současné normy používají hodnotu  $27\text{ J}$ . Díky mnohaletému testování a zkoumání materiálů bylo zjištěno, že nejvhodnější pro tento druh aplikace je korozivzdorná ocel s austenitickou strukturou a to konkrétně ocel zn. 1.4301 (Cr18Ni10, AISI 304). Jde tedy o ocel, kde hlavními legujícími prvky jsou Mn-Cr-Ni. Její pracovní teplota je  $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$  a méně. Je velmi vhodná pro skladování kapalných plynů, neboť je odolná vůči korozi a zároveň nehrozí kontaminace kapaliny. Významnou výhodou této oceli je, že je poměrně levná a snadno se obrábí a je svařitelná.

Teplota	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-80\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-196\text{ }^{\circ}\text{C}$
Mez pevnosti [MPa]	630	960	1 540
Prodloužení [%]	50	22	21

Tab. 5: Hodnoty meze pevnosti a prodloužení  
oceli 1.4301 v závislosti na teplotě [4]

Teplota	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-77\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-196\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-252\text{ }^{\circ}\text{C}$
Hodnota absorbované energie [J]	34	48	40	35

Tab. 6: Hodnota absorbované energie oceli 1.4301 v závislosti na teplotě [4]

## 2.4 Charakteristika vertikálního kryogenního zásobníku [2]

Vertikální kryogenní zásobník je stacionární, vakuově izolovaná tlaková nádoba pro dlouhodobé skladování kryogenních zkapalněných plynů pod tlakem, např. dusíku, kyslíku, argonu, oxidu uhličitého nebo oxidu dusného, a jejich odběr v plynném či kapalném stavu.

Firma má v nabídce dvě základní řady těchto zásobníků a to řadu označenou VT a řadu označenou VTC. Hlavními rozdíly mezi těmito řadami je, že série VTC je primárně určena pro skladování oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ) a oxidu dusného ( $\text{N}_2\text{O}$ ) a pak také, že vnitřní nádoba je zhotovena z nízkoteplotní uhlíkové oceli. Volbu tohoto materiálu umožňují rapidně vyšší skladovací teploty těchto plynů vůči ostatním (viz. tab. 1 – str. 11). My se v této práci budeme věnovat především typu VT, kde je tedy vnitřní nádoba zhotovena z nerezové oceli.

### Nádoby řady VT:

Zásobník se skládá z vnitřní tlakové nádoby z nerezové oceli, umístěné ve vnějším vakuovém plášti z uhlíkové oceli. Izolace mezi vnitřní nádobou a vnějším pláštěm se skládá z perlitu s adsorbentem a vysokého vakua, aby se zajistil dlouhý skladovací čas a malá míra odpařování. Systém izolace, který je konstruován pro dlouhodobé udržení vakua, je utěsněn ve výrobě tak, aby byla zajištěna integrita vakua. Vnější plášť je postaven na čtyřech nohách z uhlíkové oceli. Pro bezpečnou manipulaci jsou určena závěsná oka.

Korozní přídavek na všech nerezových částech (vnitřní nádoba řady VT, potrubí) je nula. Vnější plášť má také nulový korozní přídavek, proto je nutné chránit vnější plášť před korozí vhodným vnějším nátěrem a udržováním vakua v kruhovém meziprostoru včetně doby, kdy je zásobník dočasně mimo provoz.

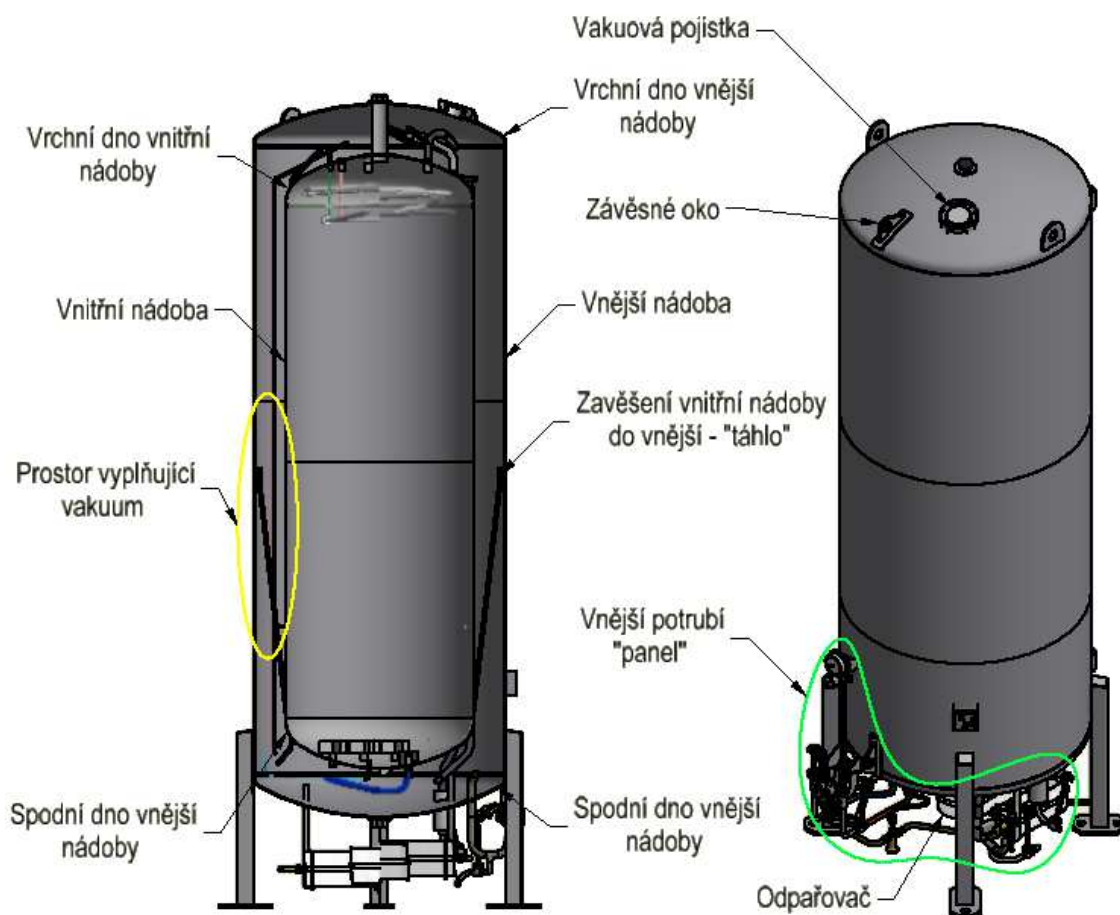
Před dodáním jsou vnitřní nádoba, potrubí a všechny díly, které přicházejí do kontaktu s kapalinou, vyčištěny a certifikovány pro kyslíkové použití podle EN 12300. Řada VT je k dodání v objemech od 3 000 do 80 000 litrů s tlaky 9.5, 10, 17, 18, 22 a 37 bar v souladu a shodě s direktivou EC 97/23/EC (PED).

## 2.4.1 Obecné provozní principy a popis zásobníku

Obecně se zásobník skládá z vnitřní nádoby a vnějšího pláště a z nezbytného potrubí.

Vnitřní nádoba obsahuje skladovanou kapalinu. Je plněna dolní trasou plnění (která se skládá z plnicí koncovky, primárního a sekundárního plnicího ventilu) zkapalněnou kapalinou při vysokém tlaku a nízké teplotě, nádoba může být plněna až ke kontrolnímu bodu ventilu kontroly plnění, když začne kapalina vytékat z otevřeného ventilu kontroly plnění, plnění musí být zastaveno.

Vnější plášť je v podstatě pouze obal pro vnitřní nádobu a její tepelnou izolaci. Jejím hlavním účelem je zajistit vysoké vakuum v meziprostoru mezi vnitřní nádobou a vnějším pláštěm, aby se zajistila dobrá tepelná izolace pro vnitřní nádobu. Je chráněn proti přetlakování tlakovým pojistným zařízením umístěným na horním dně zásobníku. Na spodním dně je umístěn utěsněný odčerpávací ventil, který umožňuje vytvoření vakua.



Obr. 9: Vertikální kryogenický zásobník [5]

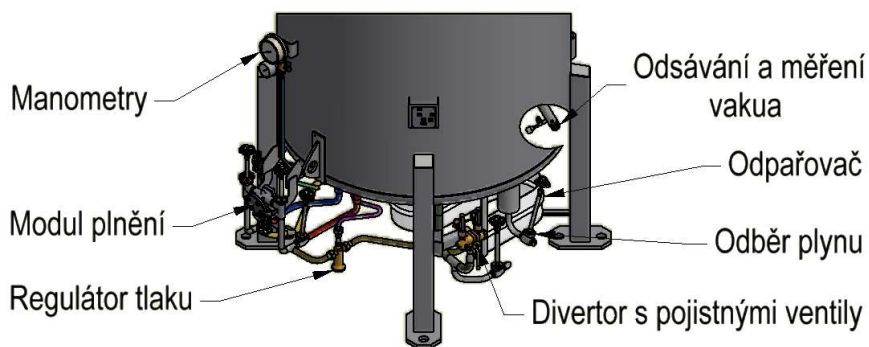
I přes náležitou izolaci probíhá stálý tepelný tok z okolí do látky ve vnitřní nádobě, což zvyšuje teplotu kapaliny, způsobuje částečné odpařování a zvyšuje tlak ve vnitřní nádobě. Odběr kapaliny naopak redukuje tlak ve vnitřní nádobě. Ideální je, když jsou příjem tepelné energie a rychlost odběru kapaliny v rovnováze. Když je odběr kapaliny příliš malý, takže nemůže kompenzovat zvýšené množství odpařovaných plynů, tlakový pojistný systém občas odpustí plyn ze zásobníku, aby se zabránilo přetlakování. Pokud je zásobník vybaven kondenzační smyčkou, tlak může být udržován na nastavené hodnotě vnějším chladičem. Pokud je odběr kapaliny příliš velký, tlak v zásobníku poklesne. V tom případě je využit odpařovač, s jeho pomocí je doplněn plyn do zásobníku a tlak je tak vyrovnán.

Vnitřní nádoba je chráněna proti přetlakování dvojicí pojistných ventilů. Pojistné ventily jsou připojeny přes trojcestný ventil, (divertor) který umožňuje průtok do obou ventilů během normálního provozu.

Při spotřebě je zkapalněná kapalina odebírána ze zásobníku dolní trasou. V závislosti na typu použití, může být zásobník napojen na produktový odpařovač, který mění kapalinu na plyn předtím, než je dodán do potrubí zákazníka.

Vnější nerezové potrubí (slangově „panel“) je ergonomicky uspořádáno na spodní části zásobníku, a to tak, aby umožňovalo provádění snadné a bezpečné obsluhy a údržby. Standardní verze obsahuje vysoce kvalitní ventily, manometr a diferenční manometr, kombinovaný regulátor tlaku a ekonomizér, a dále bezpečnostní zařízení.

Každý typ zásobníku je v počáteční fázi definován specifickým procesním diagramem, který mimo jiné obsahuje DN světlosti potrubí a dále je určen dokumentem specifikace armatur, kde je určen typ a velikost jednotlivých prvků (ventilů, armatur, přírub, atd.). Tyto informace jsou dány požadavkem zákazníka a hlavně účelem použití daného tanku. Jsou také výchozími dokumenty pro výpočtáře a následně konstruktéry.



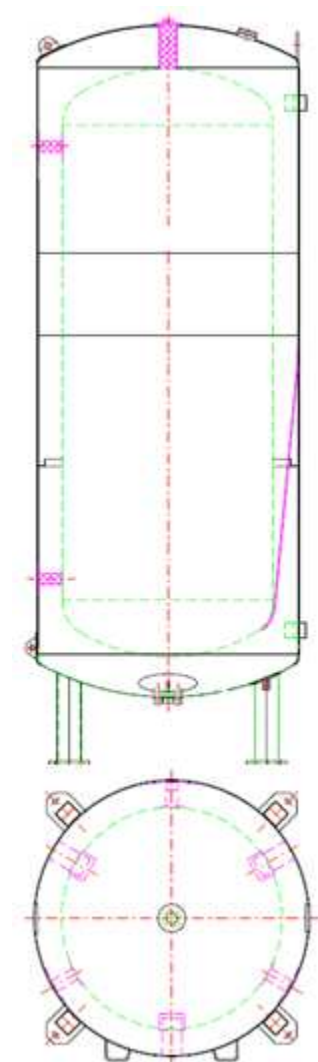
Obr. 10: Detail „panelu“ [5]

## 3 Praktická část

### 3.1 Základní přehled stávajících konstrukčních uložení nádob u vertikálních kryogenních zásobníků [2]

#### 1. Zásobník na nohách (řada VT):

- vnitřní nádoba uložena na táhlech
- radiální trubky zamezují posunu při transportu, případně zemětřesení
- axiální trubka brání posunu při transportu, tedy v horizontální poloze



Obr. 11: Zásobník s táhly a trubkami [2]

Jde o běžně používaný - zavedený typ uložení až do velikosti nádob typu VT 80, tedy kryogenních zásobníků o objemu 80 000 litrů a dosahující celkové výšky téměř 18 m.

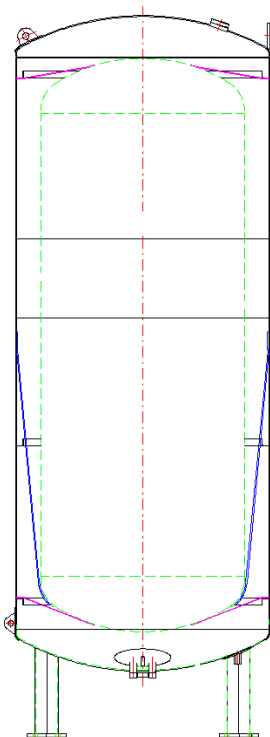
Vnější nádoba je tedy uložena na čtyřech nohách, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu pláště, tedy po  $90^\circ$ .

Vnitřní nádoba je pak uložena na třech táhlech uložených v axiálním směru, která nesou nádobu při vertikální – operační poloze. Výraznému radiálnímu pohybu pak zamezuje čtveřice trubek, uchycených zevnitř na vnějším plášti a rovněž umístěných po  $90^\circ$ . Jedna čtveřice bývá umístěna v dolní části zásobníku a druhá naopak v horní části a to tak, aby došlo k co nejlepšímu rozložení potencionální zátěže. Dále je na vrchním dnu centrálně uchycena obdobná podpěra, která brání možnému axiálnímu posunu vnitřní nádoby při přepravě a tím případné deformaci táhel a tedy celkovému poškození zásobníku.

Specifickým návrhovým výpočtům u konkrétního typu zásobníku se budeme věnovat v následujících kapitolách.

## 2. Zásobník na nohách:

- vnitřní nádoba upevněna systémem vertikálních a radiálních táhel



Obr. 12: Zásobník s táhly [2]

Tento systém byl již v minulosti firmou analyzován. Bylo zjištěno, že tento způsob uložení je v porovnání s předcházejícím (tedy VT) značně nákladnější.

Toto řešení má svá specifika ve vyřešení dilatací vnitřní a vnější nádoby, u nichž se za provozu vytvoří teplotní rozdíl přibližně 200 °C. Navrhovaným materiálem táhel byla opět ocel 1.4301.

Kupříkladu byly řešeny způsoby uložení:

- táhla pevně přivařená, za použití podložných a vyztužujících plechů
- táhla pevně přivařená se zajištěním dilatace a potřebného průhybu

Mezi hlavní problém např. patřila situace v případě pevného uložení (přivaření), v závislosti na typu skladovaného plynu se mění dilatace celé soustavy a vycházejí tedy různé velikosti táhel pro stejný typ zásobníku, ale jiný skladovaný plyn a potažmo i prostředí, ve kterém se bude zásobník provozovat.

Pro celkové porovnání bylo použito jak výpočtu, tak i celkových odhadů na základě zkušeností.

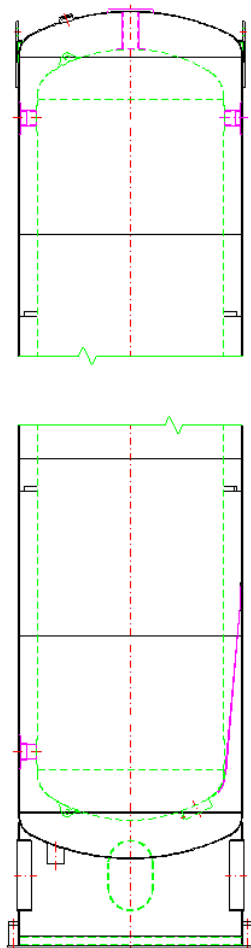
	<b>Stávající řešení</b>	<b>Táhla</b>
Tepelná ztráta všech podpor [W]	17,1	18,4
Výrobní hodiny [hod]	17,3	20 – 24
Hodiny na změny vlivem schválení [hod]	-	1 800 – 2 300
Celkové náklady [Kč]	12 080	14 935 – 16 500

Tab. 7: Vyhodnocení kompletního uložení na táhlech [2]

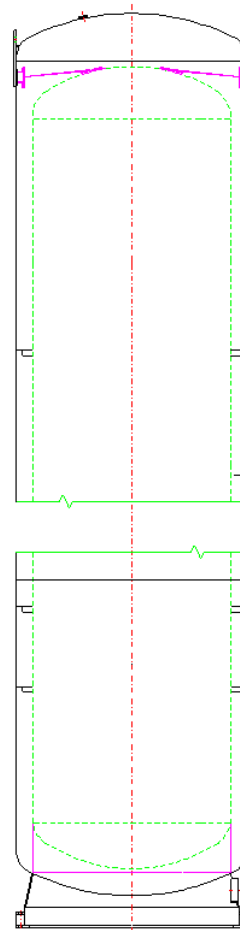
Závěrem bylo stanoveno, že pracnost táhel je vysoká a nutný počet hodin na změny, týkajících se schválení příslušnými orgány, zavedením do výroby, apod. je nad přijatelnou mez.

### 3. Zásobník na sukni:

- vnitřní nádoba na táhlech a sukni (obr. 13)
- vnitřní nádoba na sukni a radiálních táhlech (obr. 14)



Obr. 13 [2]



Obr. 14 [2]

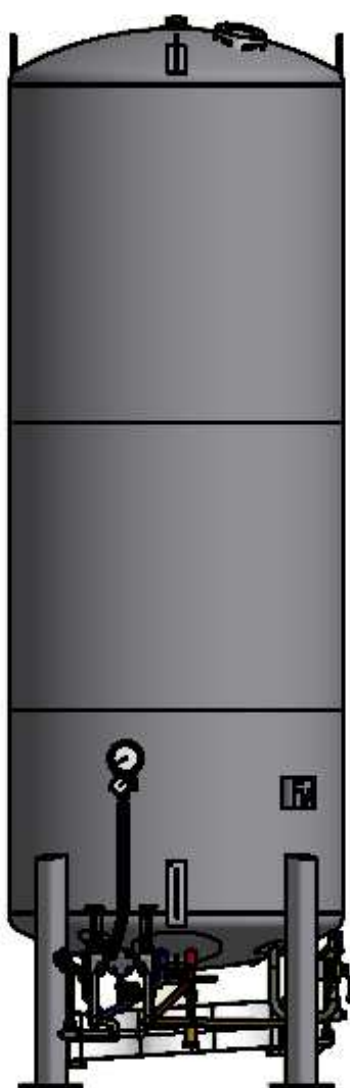
„Sukně“ neboli také kolonový podstavec je podpora válcově-skořepinového tvaru, takže umožňuje lepší rozložení zatěžujících sil a tím pádem je vhodná pro větší typy tanků.

Tento systém je používán u zásobníků, které přesahují velikost VT 80. Jde tedy o systém uložení, který je vhodný pro větší zatížení a to jak statické, tak i dynamické, např. vlivem zemětřesení, větru, a podobně. V této práci se tomuto uložení věnovat nebudeme.

## 3.2 Volba výchozí vertikální kryogenní nádrže [2]

Jako výchozí návrh pro následnou optimalizaci jsem si vybral kryogenní zásobník typu VT 6/37.

Jedná se tedy o zásobník s objemem vnitřní nádoby (skladovací kapacitě) rovné 6 000 litrů. Pracovní tlak tanku je nejvyšší nabízený a to 37 bar (3,7 MPa). Primárně je určen ke skladování tekutého dusíku, kyslíku a argonu. Celkový návrh je dle direktivy 97/23/EC a normy EN 13458.



Vnitřní nádoba:

- materiál nádoby a propojovacího potrubí 1.4301
- pracovní teplota -196 °C/ +50 °C

Vnější nádoba:

- materiál uhlíková ocel 1.0425
- pracovní teplota -40 °C/ +50 °C
- čtyři nohy
- zátěž větrem 56 m/s (dle EN 1991-2-4)
- seizmická zóna 3 (dle UBC 1997)

Izolace:

- vakuově-perlitová izolace

Základní technické parametry:

- průměr vnější nádoby 1,8 m
- celková výška 5,8 m
- celková hmotnost prázdného zásobníku 5 160 kg

Obr. 15: Zásobník VT 6/37 [5]



### 3.3 Návrhy a výpočty optimalizace [2]

Veškeré výpočty budou provedeny v programu MathCAD. Ve firmě je tento program standardem využívaným mými kolegy – výpočtáři. Výpočty vycházejí z konstrukční normy EN 13458 (popř. dalších).

Kompletním výpočtem výchozího zásobníku (VT6/37) se zabývatí nebudeme, zejména proto, že je velmi obsáhlý a mnoho z těchto údajů nebudeme pro daný účel optimalizace ani potřebovat. Uvedu zde pouze výchozí parametry pro výpočet vnitřní nádoby.

Věnovat se tedy budeme pouze výpočtům a modelům souvisejícími s případnými navrhovanými změnami v rámci vylepšení stávajících prvků zásobníku či novým návrhům. Některé hodnoty veličin, vycházející z jiných kapitol, ale potřebné ke konkrétním výpočtům, budeme považovat za předem dané, jelikož není v možnosti rozsahu této práce věnovat se kompletním propočtům.

K vizuální demonstraci bude použito firemních podkladů a výstupů z programů užívaných firmou, zejména pak programů Word, Excel, Inventor a AutoCad.

#### Výchozí hodnoty pro výpočet:

Nejvyšší dovolený tlak:	$p_s = 37 \text{ bar}$
Vnější průměr skořepiny:	$D_a = 1\,350 \text{ mm}$
Skutečná tloušťka skořepiny:	$s_{e\_cyl} = 9.4 \text{ mm}$
Výrobní přídavek skořepiny:	$c_{cyl} = 0 \text{ mm}$
Skutečná tloušťka skořepiny v místě podpěr:	$s_{e\_cyl\_s} = 9.4 \text{ mm}$
Výrobní přídavek skořepiny v místě podpěr:	$c_{cyl\_s} = 0 \text{ mm}$
Skutečná tloušťka klenutého dna:	$s_{e\_end} = 9.4 \text{ mm}$
Výrobní přídavek klenutého dna:	$c_{end} = 0 \text{ mm}$
Celková vnitřní délka nádoby (pro přídavný hydrostatický tlak):	$L_v = 4\,400 \text{ mm}$
Pracovní látka: LAR (zkapalněný Argon)	
Hustota pracovní látky:	$\rho = 1\,405.5 \text{ kg m}^{-3}$
Výpočtová teplota:	$T_{max} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
	$T_{min} = -196 \text{ }^\circ\text{C}$
Gravitační zrychlení:	$g = 9.807 \text{ m sec}^{-2}$

## 3.4 Oblast optimalizace

### 3.4.1 Redukce množství táhel ze tří na dvě [2]

#### Lokální zatížení od ukotvení vnitřní nádoby

##### Provozní statické zatížení

Vnitřní nádoba je uchycena ve vnější nádobě pomocí táhel a kotvících trubek. Radiální kotvící trubky jsou umístěny ve dvou rovinách. Axiální kotvící trubka je umístěna mezi horním klenutým dnem vnitřní a vnější nádoby.

Za provozu jsou zatěžovány pouze táhla, ty jsou zatěžována hmotností vnitřní nádoby a hmotností obsahu vnitřní nádoby.

#### Vstupní údaje

Hmotnost vnitřní nádoby:

$$W_{iv} = 1\,670\text{ kg}$$

Hmotnost obsahu vnitřní nádoby:

$$W_c = 8\,120\text{ kg}$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9.807\text{ m sec}^{-2}$$

#### Určení zatížení

Statické vertikální zatížení:

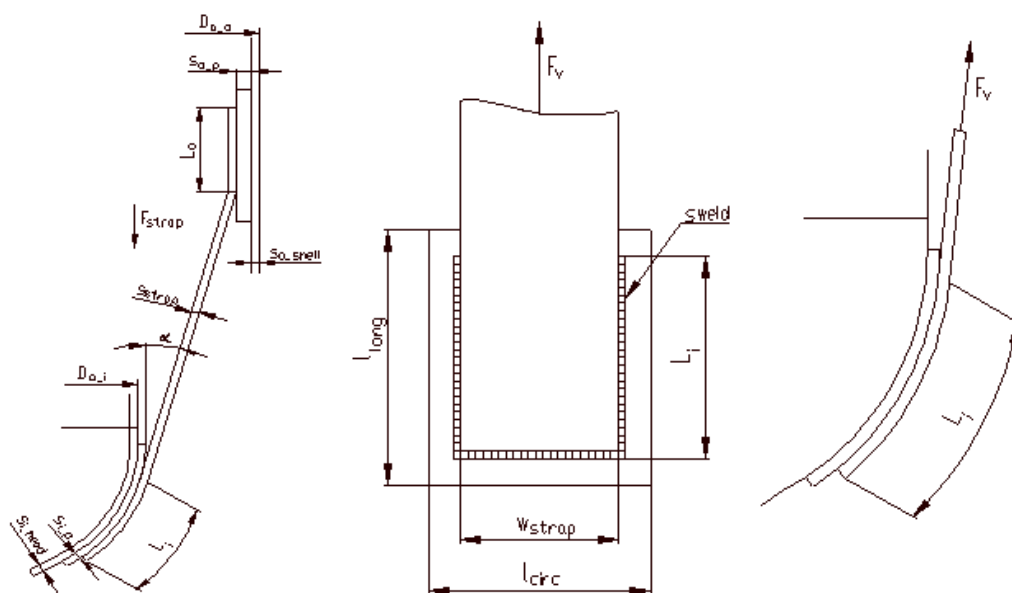
$$\text{Static}_{\text{vertical}} = g \cdot (W_{iv} + W_c) = 96\,007\text{ N} \quad (5)$$

#### Určení zatěžujících sil pro táhla

Podélná síla:

$$F_{\text{long}} = \text{Static}_{\text{vertical}}$$

$$F_{\text{long}} = 96\,007 \quad (6)$$



Obr. 18: Obecné schéma uložení táhla na vnitřní a vnější nádobě [2]

## Charakteristiky zásobníku

Vnější průměr vnitřní nádoby:	$D_{a_i} = 1\,350\text{ mm}$
Nominální tloušťka dna vnitřní nádoby:	$S_{i\_head} = 9.4\text{ mm}$
Přídavek k tloušťce dna vnitřní nádoby:	$c_{i\_h} = 0\text{ mm}$
Vnější průměr vnější nádoby:	$D_{a_o} = 1\,800\text{ mm}$
Nominální tloušťka pláště vnější nádoby:	$S_{o\_shell} = 8\text{ mm}$
Přídavek k tloušťce pláště vnější nádoby:	$c_{o\_s} = 0.5\text{ mm}$
Tloušťka nebo výška podložky na plášti vnější nádoby:	$S_{o\_p} = 0\text{ mm}$
Min. průřezový modul pro svar mezi táhlem a podložkou:	$Z_w = 6\,898\text{ mm}^2$
Délka svaru mezi táhlem a podložkou na vnitřní nádobě:	$L_i = 125\text{ mm}$
Délka svaru mezi táhlem a vnější nádobou:	$L_o = 120\text{ mm}$
Výp. rozměr svaru mezi táhlem a podložkou na vnitřní nádobě:	$S_{weld} = 5\text{ mm}$

## Rozměry táhla

Počet táhel:	$n_{strap} = 2$
Délka táhla:	$L = 1\,969\text{ mm}$
Šířka táhla:	$w_{strap} = 60\text{ mm}$
Tloušťka táhla:	$S_{strap} = 6\text{ mm}$

## Rozměry podložky na vnitřní nádobě

Délka podložky na vnitřní nádobě:	$l_{long} = 185\text{ mm}$
Šířka podložky na vnitřní nádobě:	$l_{circ} = 110\text{ mm}$
Tloušťka podložky na vnitřní nádobě:	$S_{i\_p} = 4.7\text{ mm}$
Přídavek k tloušťce podložky na vnitřní nádobě:	$c_{i\_p} = 0\text{ mm}$

## Zatížení

Návrhový přetlak:	$p_i = 38\text{ bar}$
Podélná síla:	$F_{long} = 96\,007\text{ N}$

## Materiálové hodnoty

Dno vnitřní nádoby:

Ocel EN 10028-7 - 1.4301 - Tlakově zpevněná

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_{iv} = 390.9 \text{ N mm}^{-2}$$

Mez pevnosti:

$$R_m = 520 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_{iv} = 1.5$$

Vnější nádoba:

Ocel EN 10028-2 - 1.0425

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_p = 235 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_p = 1.5$$

Táhlo:

Ocel EN 10028-7 - 1.4301

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_{hs} = 250 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_{hs} = 1.5$$

Dle počátečních parametrů vypočítáme:

○ úhel mezi táhlem a axiální osou

$$\alpha = 6.89^\circ$$

○ dovozené napětí vnitřní nádoby

$$\sigma_{a_{iv}} = 260.6 \text{ N mm}^{-2}$$

○ dovozené napětí vnější nádoby

$$\sigma_{a_{oj}} = 156.7 \text{ N mm}^{-2}$$

○ dovozené napětí táhla

$$\sigma_{a_{hs}} = 166.7 \text{ N mm}^{-2}$$

○ dovozené napětí podložky na vnitřní nádobě

$$\sigma_{a_p} = 166.7 \text{ N mm}^{-2}$$

○ sílu v táhlu  $F_v = \frac{F_{long}}{n_{strap} \cdot \cos(\alpha)}$

$$F_v = 48\,353 \text{ N} \quad (7)$$

○ podélný moment pro svar mezi táhlem a podložkou

$$M_{L_w} = F_v \cdot \frac{s_{strap}}{2}$$

$$M_{L_w} = 145 \text{ N m} \quad (8)$$

Díky těmto hodnotám jsme schopni určit, zdali je svar mezi podložkou a vnitřní nádobou dostačující (hodnota  $\tau_D > \tau_{\max}$ ).

- napětí ve svaru způsobené silou v táhlu

$$\tau_{long} = \frac{F_v}{s_{weld} \cdot (2 \cdot L_i + w_{strap})} \quad \tau_{long} = 31.2 \text{ N mm}^{-2} \quad (9)$$

- napětí ve svaru způsobené podélným momentem

$$\tau_{bend} = \frac{M_{L-w}}{s_{weld} \cdot z_w} \quad \tau_{bend} = 4.2 \text{ N mm}^{-2} \quad (10)$$

Z těchto napětí vypočítáme:

- maximální napětí ve svaru

$$\tau_{\max 1} = \sqrt{\tau_{long}^2 + \tau_{bend}^2} \quad \tau_{\max 1} = 31.5 \text{ N mm}^{-2} \quad (11)$$

Porovnáme s dovoleným napětím, které je definováno jako:

$$\tau_D = \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \min(\sigma_{a-p}, \sigma_{a-hs}), \text{ tedy pak} \quad \tau_D = 96.2 \text{ N mm}^{-2} \quad (12)$$

$$\tau_D > \tau_{\max}$$

Svar mezi táhlem a podložkou na vnitřní nádobě je tedy vyhovující.

Obdobným, ale poněkud náročnějším způsobem, se ověřuje svar mezi táhlem a pláštěm vnější nádoby (bez podložky na vnější nádobě – v tab. indexováno jako č. 2).

Únosnost táhla:

- napětí způsobené maximální silou v táhlu

$$\sigma_{strap} = \frac{F_{long}}{n_{strap} \cdot \cos(\alpha) \cdot w_{strap} \cdot s_{strap}} \quad \sigma_{strap} = 134.3 \text{ N mm}^{-2} \quad (13)$$

Porovnáme s dovoleným napětím táhla  $\sigma_{a-hs} = 166.7 \text{ N mm}^{-2}$  a můžeme konstatovat, že vyhovuje danému namáhání.

	Značení	3 táhla	2 táhla
Podélná síla	$F_{\text{long}}$ [N]	96 007	96 007
Síla v táhlu	$F_v$ [N]	32 235	48 353
Maximální napětí ve svaru 1	$\tau_{\text{max}1}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	21	31,5
Dovolené napětí ve svaru 1	$\tau_{D1}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	96,2	
Maximální napětí ve svaru 2	$\tau_{\text{max}2}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	22,9	34,3
Dovolené napětí ve svaru 2	$\tau_{D2}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	90,5	
Napětí v táhlu	$\sigma_{\text{strap}}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	89,5	134,3
Dovolené napětí v táhlu	$\sigma_{a_{hs}}$ [N mm <sup>-2</sup> ]	166,7	

Tab. 8: Porovnání výsledných hodnot pro variantu se třemi a dvěma táhly [5]

Ekonomické zhodnocení této úspory:

Položka	Množství [ks]	Délka [mm]	Cena [Kč]
Táhlo:	1		613
Podložený plech:	1		184
Svar táhlo – plášť:	1	300	15
Svar podložený plech:	1	610	27
Svar táhlo - podložený plech:	1	310	15
Celkem pro 3 táhla:			2 562
Celkem pro 2 táhla:			1 708
<b>Úspora:</b>			<b>854</b>

Tab. 9: Vyhodnocení úspory při použití dvou táhel [5]

V této kapitole jsme tedy výpočtem ověřili, že by bylo možné vnitřní nádobu uložit na dvě táhla místo stávajících tří.

Porovnáme-li napětí svaru s maximálním dovoleným, můžeme usoudit, že jedna z dalších možností úspory je možnost použití menšího rozměru či kratší délky svaru, nicméně by se ale jednalo o úspory v řádu korun na jeden kus vyrobeného zásobníku.

### 3.4.2 Redukce radiálních podpor ze čtyř na tři [2]

#### Lokální zatížení od ukotvení vnitřní nádoby

##### Příčné zatížení při dopravě

Vnitřní nádoba je uchycena ve vnější nádobě pomocí táhel a kotvících trubek. Radiální kotvící trubky jsou umístěny ve dvou rovinách. Axiální kotvící trubka je umístěna mezi horním klenutým dnem vnitřní a vnější nádoby. Při dopravě, pro příčný směr nejsou axiální kotvící trubka a táhla zatěžována. Při dopravě, pro příčný směr jsou zatěžovány radiální kotvící trubky, jsou namáhány hmotností vnitřní nádoby násobenou G-přetížením.

V jedné rovině jsou tři radiální kotvící trubky a úhel mezi nimi je úhel  $\alpha$ . Radiální kotvící trubky jsou umístěny symetricky k vertikální rovině přecházející těžištěm vnitřní nádoby. Úhel mezi vertikální rovinou a dolními kotvícími trubkami je polovina úhlu  $\alpha$ .

#### Vstupní údaje

Hmotnost vnitřní nádoby:	$W_{iv} = 1\,670\text{ kg}$
Hmotnost obsahu vnitřní nádoby:	$W_c = 8\,120\text{ kg}$
Gravitační zrychlení:	$g = 9.807\text{ m sec}^{-2}$
Délka válcové části vnitřní nádoby (vč. válcových částí den):	$L = 3\,725\text{ mm}$
Úhel mezi jednotlivými radiálními trubkami:	$\alpha = 120^\circ$
Vzdálenost kotvící trubky od tangenty, nahoře:	$x_A = 145\text{ mm}$
Vzdálenost kotvící trubky od tangenty, dole:	$x_B = 208\text{ mm}$
Vnější průměr radiální trubky:	$d_2 = 76.1\text{ mm}$
Vnitřní průměr radiální trubky:	$d_1 = 70.3\text{ mm}$
Dovolené napětí v tlaku:	$\sigma_a = 132\text{ N mm}^{-2}$

#### G-přetížení při dopravě

G-přetížení, dolů:	$G_{\text{down}} = 2$
G-přetížení, do strany:	$G_{\text{side}} = 1.5$
G-přetížení, nahoru:	$G_{\text{up}} = 1$

## Určení zatížení

Zatížení při dopravě, dolů:

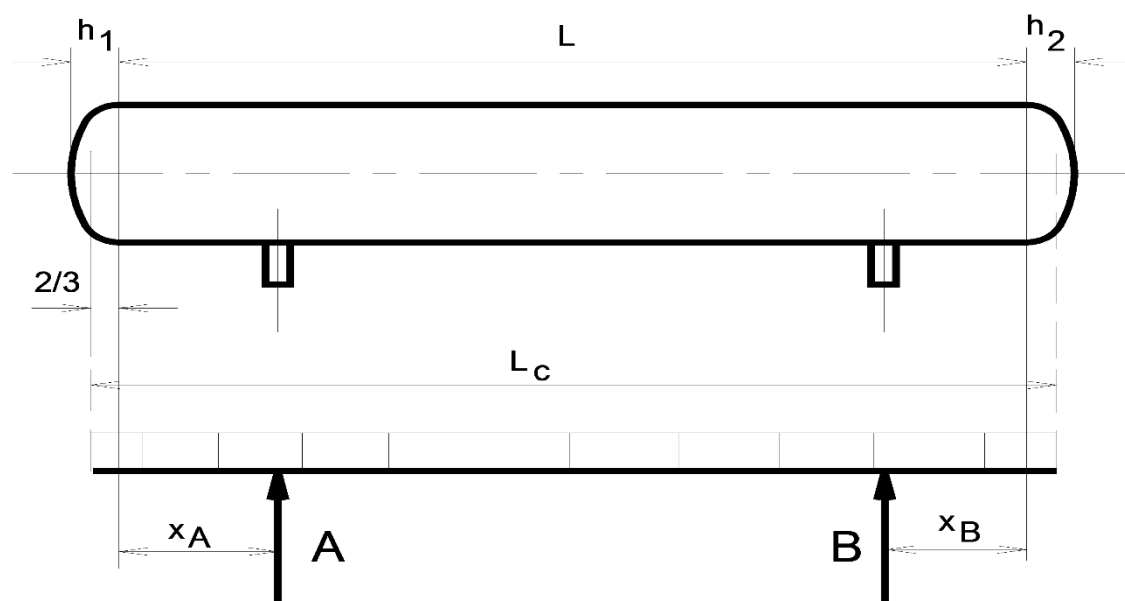
$$\text{Transport}_{\text{down}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{down}} \quad \text{Transport}_{\text{down}} = 32\,754\,N \quad (14)$$

Zatížení při dopravě, do strany:

$$\text{Transport}_{\text{side}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{side}} \quad \text{Transport}_{\text{side}} = 24\,566\,N \quad (15)$$

Zatížení při dopravě, nahoru:

$$\text{Transport}_{\text{up}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{up}} \quad \text{Transport}_{\text{up}} = 16\,377\,N \quad (16)$$



Obr. 19: Schéma zatížení vnitřní nádoby při dopravě [2]

## Určení zatěžujících sil pro radiální kotvící trubky

Maximální zatížení při dopravě:

$$\text{Transport}_{\text{tran}} = \text{Transport}_{\text{down}} \quad \text{Transport}_{\text{tran}} = 32\,754\,N \quad (17)$$

Zatížení při dopravě v rovině horních kotvících trubek:

$$F_A = \frac{\text{Transport}_{\text{tran}}}{2} \cdot \left( \frac{L - 2 \cdot x_B}{L - x_B - x_A} \right) \quad F_A = 16\,071\,N \quad (18)$$

Zatížení při dopravě v rovině dolních kotvících trubek:

$$F_B = \text{Transport}_{\text{tran}} - F_A \quad F_B = 16\,683\,N \quad (19)$$



Síla v rovině horních kotvících trubek:

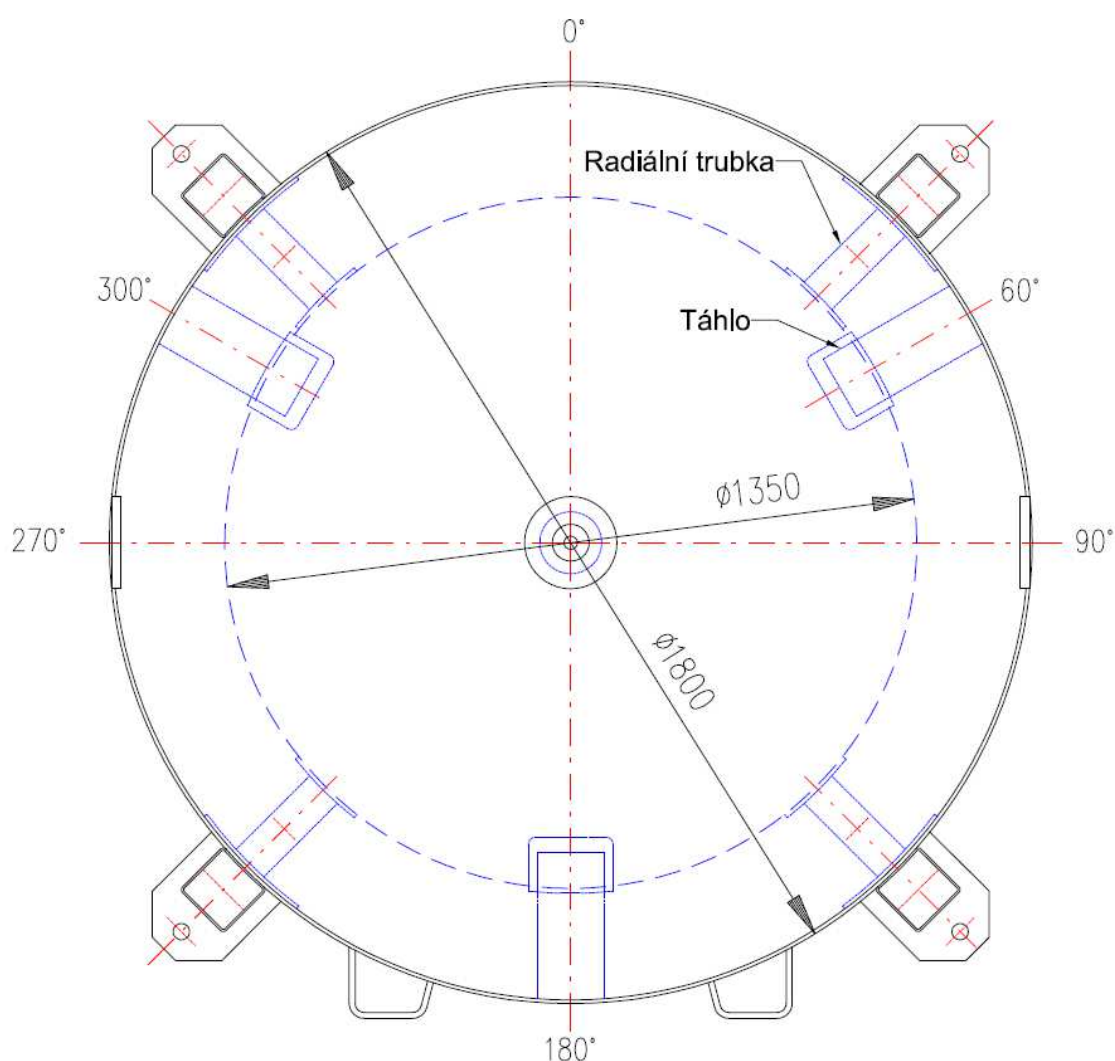
$$F_{rad\_tran\_A} = \frac{F_A}{2 \cdot \cos(0,5 \cdot \alpha)} \quad F_{rad\_tran\_A} = 16\,071\,N \quad (20)$$

Síla v rovině dolních kotvících trubek:

$$F_{rad\_tran\_B} = \frac{F_B}{2 \cdot \cos(0,5 \cdot \alpha)} \quad F_{rad\_tran\_B} = 16\,683\,N \quad (21)$$

Maximální síla:

$$F_{rad\_tran} = F_{rad\_tran\_B} \quad F_{rad\_tran} = 16\,683\,N \quad (22)$$



Obr. 20: Původní rozložení táhel a radiálních trubek [2]

Dále je potřeba určit sílu namáhající radiální trubky při zemětřesení. Nádoba je tedy ve vertikální poloze, avšak způsob zatížení je obdobný s případem transportu.

## Lokální zatížení od ukotvení vnitřní nádoby

### Zatížení od zemětřesení

Při zemětřesení jsou zatěžovány radiální kotvící trubky. Radiální kotvící trubky jsou zatěžovány hmotností vnitřní nádoby a hmotností obsahu vnitřní nádoby násobenou koeficientem  $C_{\text{seis}}$ .

### Vstupní údaje

Statické vertikální zatížení:

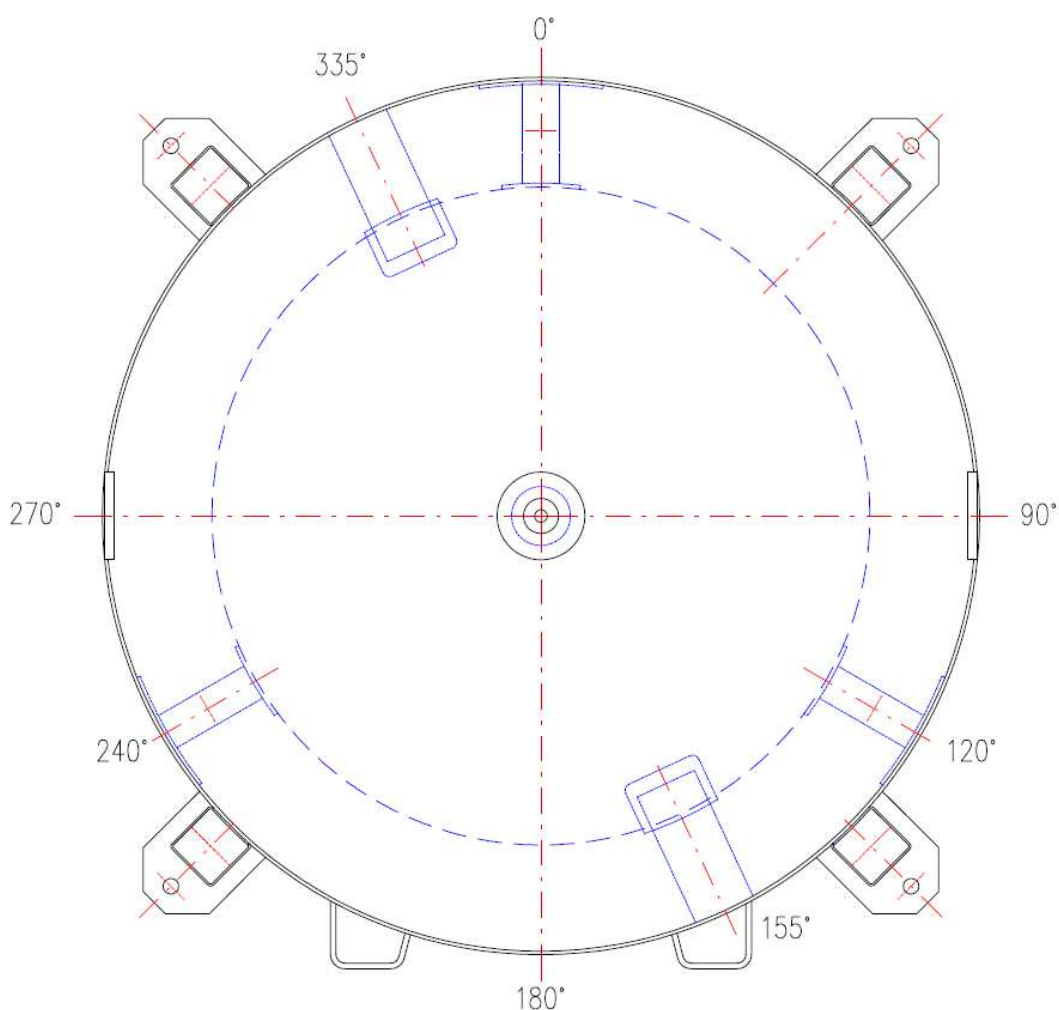
$$\text{Static}_{\text{vertical}} = 96\,007\,N$$

Další údaje jsou stejné jako v případě zatížení při dopravě (str. 41).

### Seismický koeficient

Seismický koeficient (dle UBC 97 – zóna 3):

$$C_{\text{seis}} = 0.409$$



Obr. 21: Mnou navrhované rozložení táhel a radiálních trubek [5]

## Určení zatížení

Zatížení od zemětřesení:

$$Seismic = C_{seis} \cdot Static_{vertical} \quad Seismic = 39\,267\,N \quad (23)$$

## Určení zatěžujících sil pro radiální kotvící trubky

Síla v rovině horních kotvících trubek:

$$F_{rad\_seis\_A} = \frac{Seismic}{2} \cdot \left( \frac{L - 2 \cdot x_B}{L - x_B - x_A} \right) \quad F_{rad\_seis\_A} = 19\,267\,N \quad (24)$$

Síla v rovině dolních kotvících trubek:

$$F_{rad\_seis\_B} = Seismic - F_{rad\_seis\_A} \quad F_{rad\_seis\_B} = 20\,000\,N \quad (25)$$

Maximální síla:

$$F_{rad\_seis} = F_{rad\_seis\_B} \quad F_{rad\_seis} = 20\,000\,N \quad (26)$$

Nejvíce je tedy radiální podpěra namáhána v případě zemětřesení, tedy dle (26):

$$F_{rad\_seis} = F_{rad\_max} = 20\,000\,N \quad (27)$$

## Kontrola únosnosti trubky

Napětí vyvolané v trubce zatěžující silou  $F_{rad\_max}$ :

$$\sigma_{max1} = \frac{4 \cdot F_{rad\_max}}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \quad \sigma_{max1} = 30\,N\,mm^{-2} \quad (28)$$

Porovnáme-li tuto hodnotu s dovoleným napětím  $\sigma_a = 132\,N\,mm^{-2}$  zjistíme, že je tato hodnota více než dostačující, ale ve skutečnosti nemusí dojít k úplnému dosednutí na celou plochu trubky. Zkusme si tedy dosedací plochu rapidně zmenšit, kdy tedy vnější průměr  $d_2 = 72\,mm$  (původně  $76,1\,mm$ ) a vnitřní zůstane zachován.

Napětí v „redukované“ trubce zatěžující silou  $F_{rad\_max}$ :  $\sigma_{max2} = 105,3\,N\,mm^{-2}$

Vidíme tedy, že i v tomto případě je namáhání vyhovující.

Ekonomické zhodnocení této úspory:

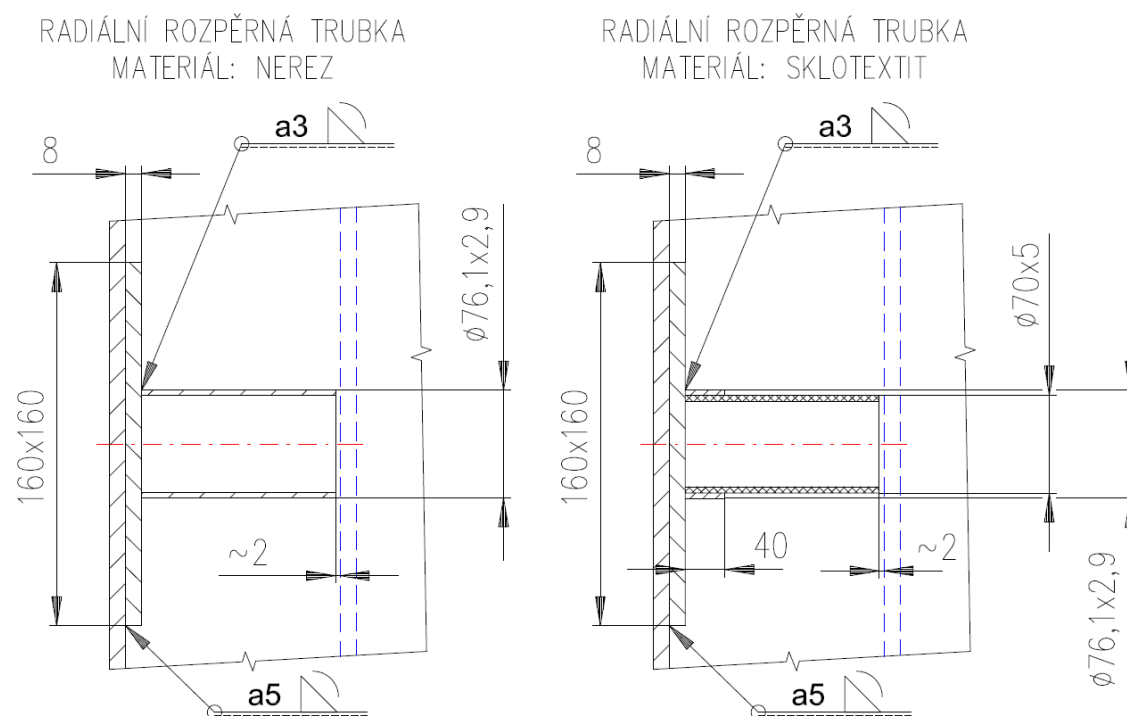
Položka	Množství [ks]	Délka [mm]	Cena [Kč]
Trubka:	1	115	115
Podložný plech:	1		116
Svar podložný plech:	1	640	32
Svar trubka - podložný plech:	1	229	9
Celkem pro 2x4 podpěry:			2 176
Celkem pro 2x3 podpěry:			1 632
<b>Úspora:</b>			<b>544</b>

Tab. 10: Vyhodnocení úspory při užití tří radiálních trubek [5]

### Náhrada materiálu radiálních trubek

Standartním materiálem trubek je opět ocel 1.4301, napadlo mě tento materiál nahradit „modernějším“, tj. kupříkladu sklotextitem, zejména kvůli jeho tepelné vodivosti, která je ve srovnání s ocelí mnohonásobně nižší. Pro daný účel jsem si vybral sklotextit značený FR4, jehož základní vlastnosti udávaných výrobcem jsou:

- teplotní třída do 130 °C (a je nehořlavý)
- pevnost v tlaku  $350 \text{ N mm}^{-2}$  (dovolené napětí je rovno  $117 \text{ N mm}^{-2}$ , při  $S = 3$ )



Obr. 22: Mnou navrhovaný způsob uložení radiální trubky v porovnání se stávajícím [5]

Mnou navrhovaný způsob uložení by byl tedy takový, že sklotextitová podpěra by byla s nepatrnou vůlí zasunuta do nerezové trubky o totožných rozměrech jako stávající radiální trubka. K fixaci sklotextitové trubky by bylo možné použít vhodného lepidla. Dle mého soudu to ale není nutné, jelikož v rámci daného prostoru nemá jak vypadnout. Dutina by byla vyplněna minerální vlnou, stejně jako u nerezové podpěry.

### Rozměry sklotextitové trubky

Vnější průměr:  $d_2 = 70 \text{ mm}$

Vnitřní průměr:  $d_1 = 60 \text{ mm}$

### Kontrola únosnosti sklotextitové trubky

Napětí vyvolané v trubce zatěžující silou  $F_{\text{rad\_max}}$ :

$$\sigma_{\text{max}3} = \frac{4 \cdot F_{\text{rad\_max}}}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \quad \sigma_{\text{max}3} = 19.6 \text{ N mm}^{-2} \quad (29)$$

V porovnání s dovolenou hodnotou  $117 \text{ N mm}^{-2}$  se může zdát, že je trubka značně předdimenzována. Zkusme si tedy, stejně jako v předchozím případě, dosedací plochu extrémně zmenšit, kdy vnější průměr  $d_2 = 62 \text{ mm}$  a vnitřní zůstane zachován.

Napětí v „redukované“ trubce zatěžující silou  $F_{\text{rad\_max}}$ :  $\sigma_{\text{max}4} = 104.4 \text{ N mm}^{-2}$

Položka	Množství [ks]	Délka [mm]	Cena [Kč]
Trubka – nerez:	1	40	25
Trubka – sklotextit:	1	115	350
Podložný plech:	1		116
Svar podložný plech:	1	640	32
Svar trubka-podložný plech:	1	229	9
Celkem pro 2x3 podpěry - nerez:			1 632
Celkem pro 2x3 podpěry - sklotextit:			3 492
<b>Výsledná sumarizace:</b>			<b>- 1 860</b>

Tab. 11: Vyhodnocení úspory při použití tří radiálních sklotextitových trubek [5]

Sklotextitová trubka by tedy dle únosnosti byla dostačující. V souvislosti s nízkou tepelnou vodivostí by byla výbornou náhradou ocelové varianty. Obrovskou nevýhodou je ale její cena. Celá sestava je v porovnání se současným řešením více než dvojnásobně dražší.

### 3.4.3 Eliminace axiální opěry

#### Lokální zatížení od ukotvení vnitřní nádoby

##### Podélné zatížení při dopravě

Vnitřní nádoba je uchycena ve vnější nádobě pomocí táhel a kotvících trubek. Radiální kotvící trubky jsou umístěny ve dvou rovinách. Axiální kotvící trubka je umístěna mezi horním klenutým dnem vnitřní a vnější nádoby.

Při dopravě, pro podélný směr nejsou radiální kotvící trubky zatěžovány. Při dopravě, pro podélný směr, jsou táhla a axiální kotvící trubka zatěžovány hmotností vnitřní nádoby násobenou G-přetížením.

#### Vstupní údaje

Hmotnost vnitřní nádoby:

$$W_{iv} = 1\,670\text{ kg}$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9.807\text{ m sec}^{-2}$$

#### G-přetížení při dopravě

G-přetížení, podélné:

$$G_{long} = 1.5$$

#### Určení zatížení

Zatížení při dopravě, podélné:

$$\text{Transport}_{long} = g \cdot W_{iv} \cdot G_{long} \qquad \text{Transport}_{long} = 24\,567\text{ N} \qquad (30)$$

#### Určení zatěžujících síly pro táhla a axiální kotvící trubku

Maximální zatížení při dopravě:

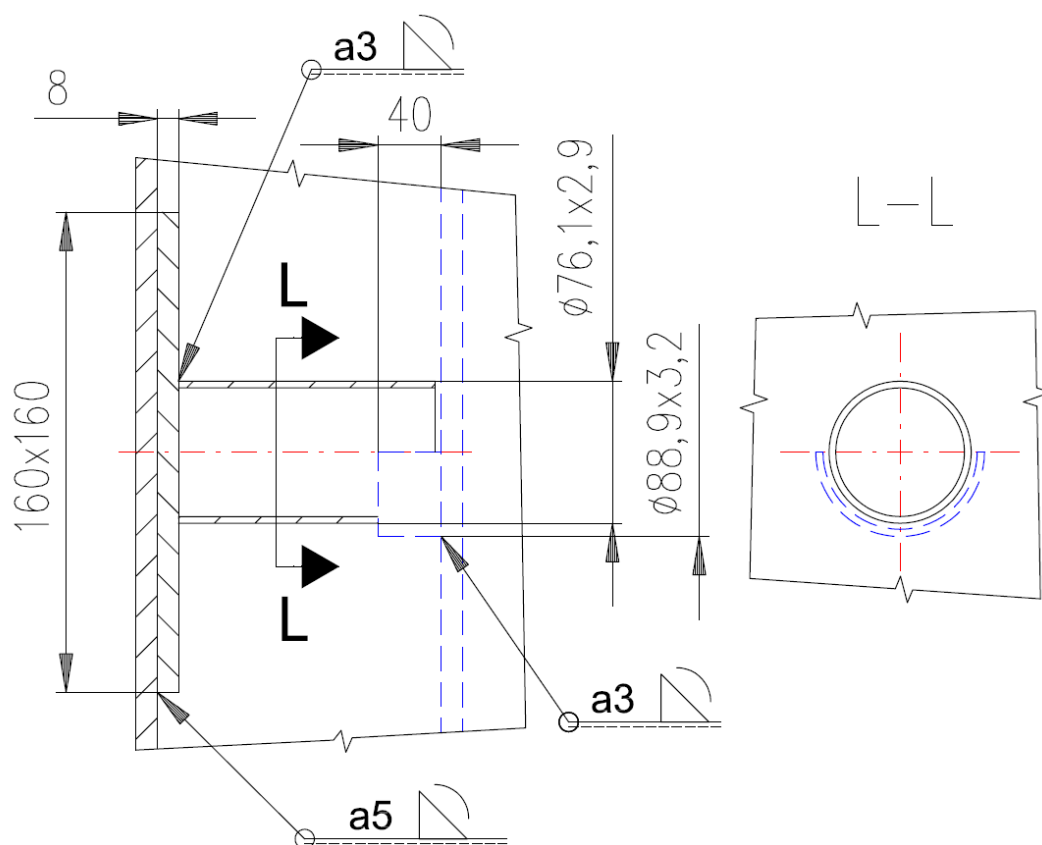
$$F_{long\_tran} = \text{Transport}_{long} \qquad F_{long\_tran} = 24\,567\text{ N} \qquad (31)$$

Předpokládá se, že podélnou sílu při jízdě (akceleraci) zachytí táhla a sílu při brzdění zachytí axiální trubka. Nebudeme zde ověřovat, zdali táhla a kotvící trubka snesou dané namáhání. Již v kapitole 3.4.1 jsme výpočtem ověřili táhla na mnohem větší zatížení. Axiální opěra by se v tomto případě kontrolovala obdobně jako v předcházejícím případě, tedy jako u výpočtu radiálních podpěr.

Axiální opěra slouží tedy především pro případ dopravy. V případě standardních provozních podmínek, tedy ve vertikální pracovní poloze zásobníku, ji pak můžeme považovat za pojistný element. Není v této situaci zatěžována a můžeme ji tedy zcela vyloučit.

V případě transportu nádoby ji ale tak jednoduše odepsat nemůžeme. Předpokládám tedy, že největší zatížení jest v případě akceleraace a brzdění. Brzdění budeme uvažovat zcela plynulé, jednak předpokládám, že řídí zkušený řidič a pak také, že v případě prudkého zabrzdění, případně nárazu, nám v rámci nevratného poškození, stejně z daného dopravního prostředku a hlavně nákladu, toho moc vcelku nezůstane.

Výchozí tedy pro mě bude stávající řešení radiálních podpor, tedy nerezové provedení a plně vyloučím současnou axiální podporu. Mnou navrhované uložení by mohlo vypadat jako na obrázku níže.



Obr. 23: Uložení radiálních podpěr s axiální zarážkou na vnitřním plášti [5]

Toto řešení by tedy kombinovalo stávající uložení radiální podpory na vnějším plášti a uložení (navaření) půlkruhové trubky na vnitřní plášť. Materiálem přidaných částí by byla ocel 1.4301. Namáhání jednotlivých trubek v podélném směru při brzdění je relativně malé, takže není potřeba dané řešení kontrolovat výpočtem.

Mnou navržené axiální zarážky, by v rámci namáhání, stačilo umístit pouze na spodní trojici radiálních trubek. Dále je potřeba zmínit, že při naplnění zásobníku technickým plynem dojde ke smrštění materiálu, tedy se celkově vnitřní nádoba posune směrem vzhůru a tím pádem, nedojde ke kontaktu se zarážkou.

Ekonomické zhodnocení:

V následující tabulce prověříme, zdali je tento návrh finančně výhodný. Odebrali jsme původní axiální trubku, ale přidali jsme do nákladů další položku - trubku.

<b>Položka</b>	<b>Množství [ks]</b>	<b>Délka [mm]</b>	<b>Cena [Kč]</b>
Současná axiální opěra:	1		246
Svar současná axiální opěra – plech:	1	360	14
Trubka – navrhovaná axiální opěra:	1	40	45
Svar trubka – vnitřní plášť:	1	280	10
Celkem pro podpěry – současné řešení:	4		1 088
Celkem pro podpěry – navrhované řešení:	3		981
Celkem původní sestava (2x4, vč. ax. opěry):			2 436
Celkem navrhovaná sestava (2x3):			1 537
<b>Úspora:</b>			<b>899</b>

Tab. 12: Vyhodnocení úspory při úpravě a vyjmutí stávající axiální opěry [5]

Z daného výsledku můžeme usoudit, že tato modifikace vyjde levněji než současné řešení. Vztáhneme-li tuto částku k předpokladu dlouhodobé výroby, pak se jedná o výraznou položku.

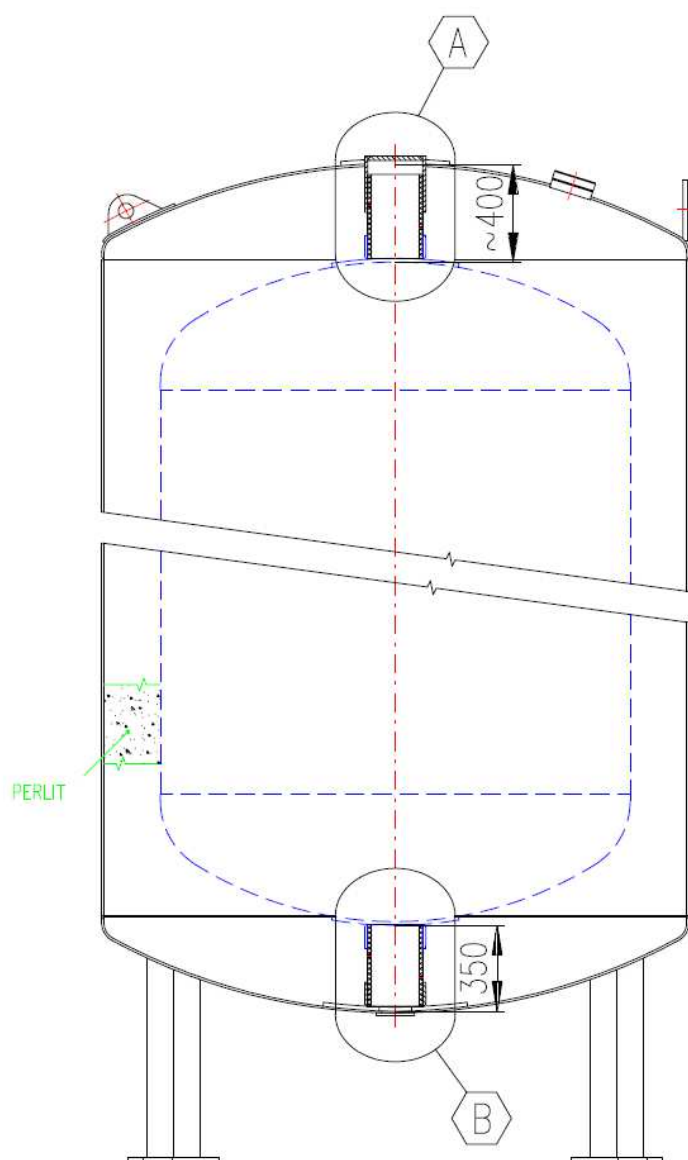
Je zvykem, že při kompletaci – pasování vnitřní nádoby do vnější – jsou některé prvky umístěny předem, v našem případě tedy hlavně asi spodní dvojice radiálních podpěr, které by držely vnitřní nádobu. A poté se teprve umísťují zbývající nosné prvky. Podložné plechy již bývají navařené předem, proto také mají větší plochu, aby mohli podchytit případnou odchylku daného rozměru vůči předepsanému údaji ve výkresové dokumentaci.



### 3.4.4 Návrh jiného způsobu uložení vnitřní nádoby

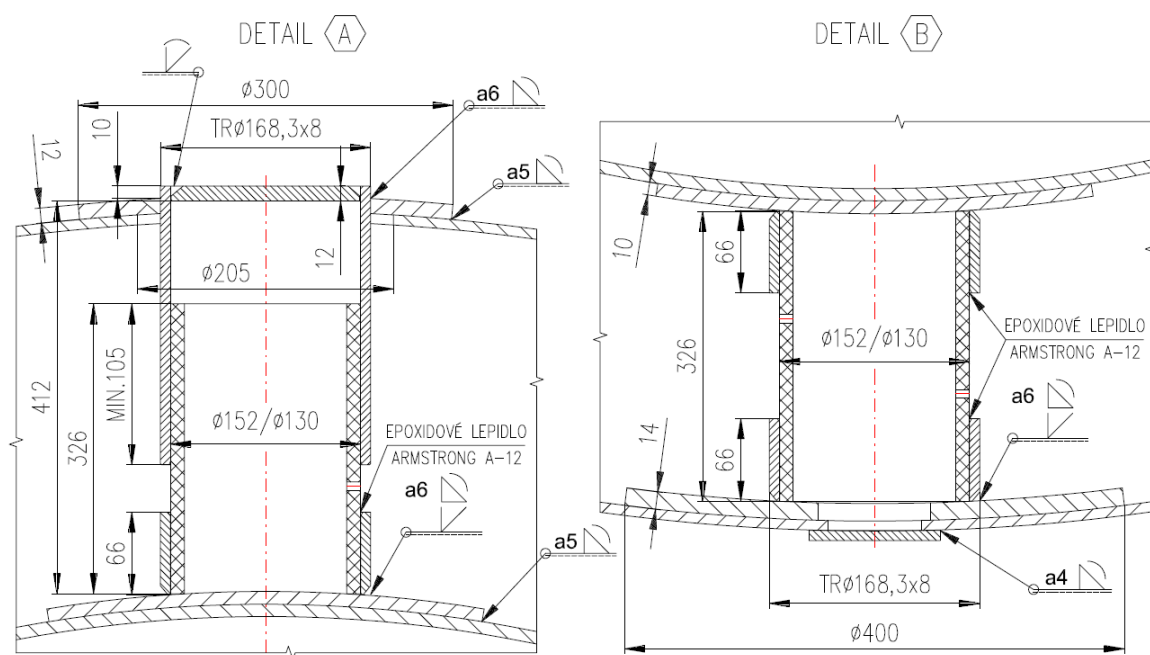
Pro návrh jiné varianty uložení vnitřní nádoby, jsem se inspiroval dle výše zmíněné axiální opěry, tedy vyvodil jsem možnost, že by bylo možné uložit nádobu na trubkový nosník.

Spodní trubka by byla pevně uložena a vrchní suvně, kvůli vyrovnání podélné dilatace při tepelném zatížení nádoby médiem. V kapitole 3.4.2 jsme ověřili, že můžeme použít sklotextitové trubky jako adekvátní náhrady ocelového protějšku. Výhodou tohoto materiálu je tedy menší tepelná vodivost a naopak nevýhodou je vyšší cena.



Obr. 24: Návrh uložení vnitřní nádoby  
na axiální sklotextitové opěry [5]

Jak již bylo ověřeno, tak nejvíce jsou nosné trubkové elementy namáhány v případě zemětřesení a dopravy. V první řadě je tedy potřeba určit toto namáhání.



Obr. 25: Detaily A a B (obr. 24, str. 48) [5]

### Lokální zatížení od ukotvení vnitřní nádoby

#### Zatížení od zemětřesení

Při zemětřesení jsou zatěžovány axiální kotvící trubky hmotností vnitřní nádoby a hmotností obsahu vnitřní nádoby násobenou koeficientem  $C_{\text{seis}}$ .

#### Vstupní údaje

Hmotnost vnitřní nádoby:	$W_{iv} = 1\,670\text{ kg}$
Hmotnost obsahu vnitřní nádoby:	$W_c = 8\,120\text{ kg}$
Délka spodní nosné trubky:	$L_B = 326\text{ mm}$
Délka horní nosné trubky:	$L_T = 412\text{ mm}$
Vnější průměr nosné trubky:	$d_2 = 152\text{ mm}$
Vnitřní průměr nosné trubky:	$d_1 = 130\text{ mm}$
Gravitační zrychlení:	$g = 9.807\text{ m sec}^{-2}$
Seismický koeficient (dle UBC 97 – zóna 3):	$C_{\text{seis}} = 0.409$
Statické vertikální zatížení:	$\text{Static}_{\text{vertical}} = 96\,007\text{ N}$
Zatížení od zemětřesení:	$\text{Seismic} = 39\,267\text{ N}$

Pozn.: Velikost hodnot zatížení známe již z předchozích výpočtů.

## G-přetížení

G-přetížení, podélné:	$G_{\text{long}} = 2$
G-přetížení, vertikální - dolů:	$G_{\text{down}} = 2$
G-přetížení, vertikální - nahoru:	$G_{\text{up}} = 1$
G-přetížení, do strany:	$G_{\text{side}} = 1.5$

## Určení zatížení při dopravě

Zatížení podélné (příp. dolů):

$$\text{Transport}_{\text{long}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{long}} \quad \text{Transport}_{\text{long}} = 32\,754\,N \quad (32)$$

Zatížení do strany:

$$\text{Transport}_{\text{side}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{side}} \quad \text{Transport}_{\text{side}} = 24\,567\,N \quad (33)$$

Zatížení nahoru:

$$\text{Transport}_{\text{up}} = g \cdot W_{\text{iv}} \cdot G_{\text{up}} \quad \text{Transport}_{\text{up}} = 16\,378\,N \quad (34)$$

## Výpočet zatěžujících sil

Tlaková síla:

○ dolní trubka	$T_B = \text{Static}_{\text{vertical}}$	$T_B = 96\,007\,N$	(35)
○ horní trubka	$T_T = 0\,N$		

Zatěžující smyková síla:

$$S = \frac{\text{Seismic}}{2} \quad S = 19\,633.5\,N \quad (36)$$

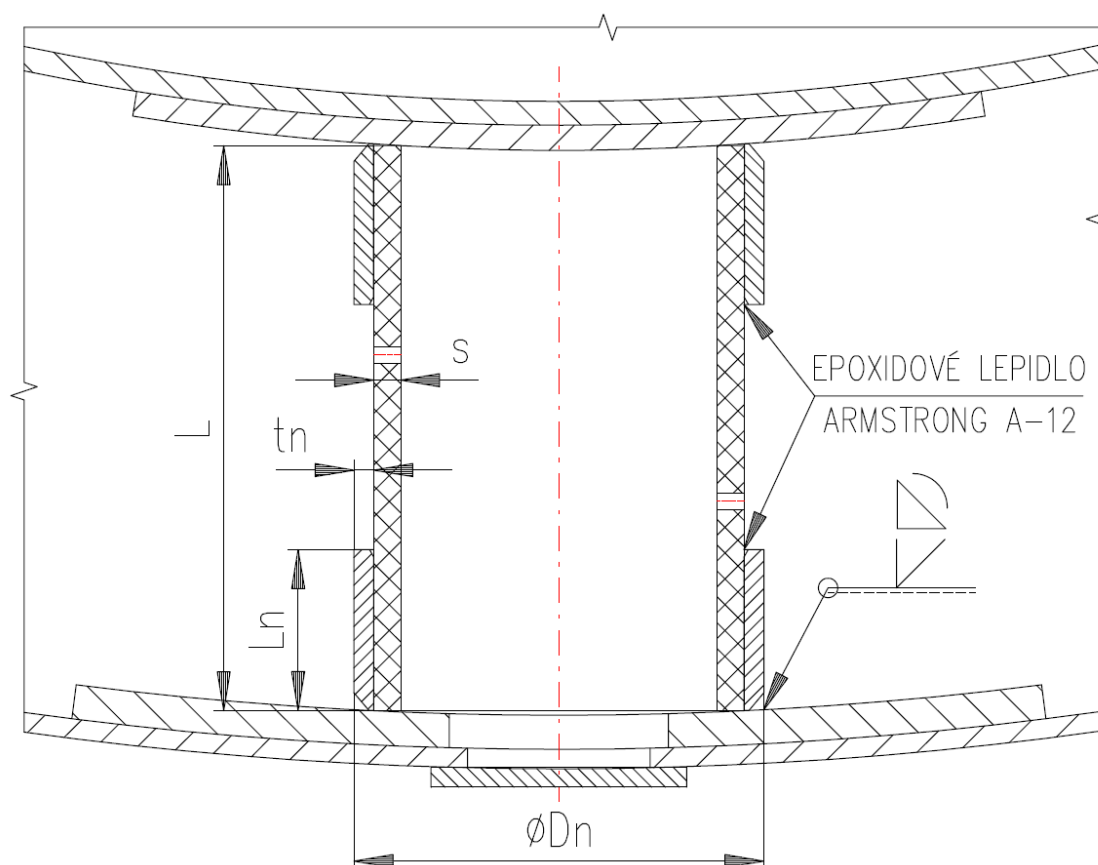
Ohybový moment:

○ dolní trubka	$M_B = S \cdot L_B$	$M_B = 6\,400\,Nm$	(37)
○ horní trubka	$M_T = S \cdot L_T$	$M_T = 8\,089\,Nm$	(38)

Maximální tahová síla:

$$\text{Transport}_{\text{long}} = T_{\text{max}} \quad T_{\text{max}} = 32\,754\,N \quad (39)$$

## Kontrola nosného systému – objímka:



Obr. 26: Zobecněné schéma uložení [5]

## Vstupní parametry

Vnější průměr objímky:

$$D_n = 168.3 \text{ mm}$$

Tloušťka stěny objímky:

$$t_n = 8 \text{ mm}$$

Délka objímky:

$$L_n = 66 \text{ mm}$$

Délka spodní nosné trubky:

$$L_B = 326 \text{ mm}$$

Délka horní nosné trubky:

$$L_T = 412 \text{ mm}$$

Rozměr svaru:

$$w = 6 \text{ mm}$$

## Materiálové hodnoty

Objímka: ocel EN 10028-7 - 1.4301

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_n = 250 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_n = 1.5$$

Vnitřní dno (nebo podložka): ocel EN 10028-7 - 1.4301

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_{iv} = 250 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_{iv} = 1.5$$

Vnější dno (nebo podložka): ocel EN 10028-2 - 1.0425

Návrhová hodnota pevnosti:

$$K_{oj} = 235 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_{oj} = 1.5$$

Dovolené napětí:

○ objímka

$$\sigma_n = 143 \text{ N mm}^{-2}$$

○ vnitřní dno

$$\sigma_{iv} = 167 \text{ N mm}^{-2}$$

○ vnější dno

$$\sigma_{oj} = 157 \text{ N mm}^{-2}$$

Dovolené napětí ve svaru pak:

$$\tau_D = \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \min(\sigma_n, \sigma_{iv}, \sigma_{oj}) \quad \tau_d = 82.8 \text{ N mm}^{-2} \quad (40)$$

Příslušné průřezové hodnoty:

○ průřezová plocha objímky:

$$A_n = \frac{\pi \cdot [D_n^2 - (D_n - 2 \cdot t_n)^2]}{4} \quad A_n = 4\,029 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

○ průřezový modul objímky:

$$W_n = \frac{\pi \cdot [D_n^4 - (D_n - 2 \cdot t_n)^4]}{32 \cdot D_n} \quad W_n = 154\,162 \text{ mm}^3 \quad (42)$$

○ průřezová plocha svaru objímky:

$$A_w = \frac{\pi \cdot [(D_n + 2 \cdot w)^2 - D_n^2]}{4} \quad A_w = 3\,285 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

○ průřezový modul svaru objímky:

$$W_w = \frac{\pi \cdot [(D_n + 2 \cdot w)^4 - D_n^4]}{32 \cdot (D_n + 2 \cdot w)} \quad W_w = 138\,564 \text{ mm}^3 \quad (44)$$

## Kontrola únosnosti objímky

Spodní trubka:

- kombinované namáhání – objímka:

$$\sigma_{n\_B} = \sqrt{\left(\frac{T_B}{A_n} + \frac{M_B}{W_n}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{S}{0,5 \cdot A_n}\right)^2} \quad \sigma_{n\_B} = 67.5 \text{ N mm}^{-2} \quad (45)$$

- kombinované namáhání – svar:

$$\tau_{w\_B} = \sqrt{\left(\frac{T_B}{A_w} + \frac{M_B}{W_w}\right)^2 + \left(\frac{S}{0,5 \cdot A_w}\right)^2} \quad \tau_{w\_B} = 76.4 \text{ N mm}^{-2} \quad (46)$$

Horní trubka:

- kombinované namáhání – objímka:

$$\sigma_{n\_T} = \sqrt{\left(\frac{T_T}{A_n} + \frac{M_T}{W_n}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{S}{0,5 \cdot A_n}\right)^2} \quad \sigma_{n\_T} = 55.1 \text{ N mm}^{-2} \quad (47)$$

- kombinované namáhání – svar:

$$\tau_{w\_T} = \sqrt{\left(\frac{T_T}{A_w} + \frac{M_T}{W_w}\right)^2 + \left(\frac{S}{0,5 \cdot A_w}\right)^2} \quad \tau_{w\_T} = 59.6 \text{ N mm}^{-2} \quad (48)$$

## Kontrola nosného systému – trubka:

### Vstupní parametry

Vnější průměr trubky:

$$D = 152 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr trubky:

$$d = 130 \text{ mm}$$

Tloušťka stěny trubky:

$$s = 11 \text{ mm}$$

Délka spodní nosné trubky:

$$L_B = 326 \text{ mm}$$

Délka horní nosné trubky:

$$L_T = 412 \text{ mm}$$

### Materiálové hodnoty

Trubka: sklotextit FR4

Minimální pevnost v tahu (ohybu):

$$K_b = 340 \text{ N mm}^{-2}$$

Minimální pevnost v tlaku:

$$K_p = 350 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_s = 5$$

Spoj: Epoxidové lepidlo Armstrong A-12

Délka spoje:

$$L_e = 66 \text{ mm}$$

Pevnost ve smyku:

$$T_e = 14 \text{ N mm}^{-2}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$S_e = 4$$

Dovolené napětí:

○ v tahu - trubka

$$\sigma_b = 68 \text{ N mm}^{-2}$$

○ v tlaku - trubka

$$\sigma_p = 70 \text{ N mm}^{-2}$$

○ smykové napětí lepidla

$$\tau_e = 3.5 \text{ N mm}^{-2}$$

Příslušné průřezové hodnoty trubky:

○ průřezová plocha:

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$$A = 4\,873 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

○ průřezový modul:

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$W = 160\,299 \text{ mm}^3 \quad (50)$$

### Kontrola únosnosti trubky

Spodní trubka:

○ kombinované namáhání:

$$\sigma_B = \sqrt{\left(\frac{T_B}{A} + \frac{M_B}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{S}{0.5 \cdot A}\right)^2}$$

$$\sigma_B = 61.2 \text{ N mm}^{-2} \quad (51)$$

Horní trubka:

○ kombinované namáhání:

$$\sigma_T = \sqrt{\left(\frac{T_T}{A} + \frac{M_T}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{S}{0.5 \cdot A}\right)^2}$$

$$\sigma_T = 52.4 \text{ N mm}^{-2} \quad (52)$$

Smykové napětí v epoxidovém lepidle:

$$T_{epoxy} = \frac{T_e}{\pi \cdot D \cdot L_e}$$

$$T_{epoxy} = 1 \text{ N mm}^{-2} \quad (53)$$

Všechny výsledné hodnoty jsou menší než dovolené, tj. vyhovující.

Ekonomické zhodnocení:

Úplně jsme tedy odebrali stávající systém uložení a nahradili jej axiálními nosnými prvky.

Položka	Množství [ks]	Délka [mm]	Cena [Kč]
Stávající uložení – táhlo:	3		2 562
Stávající uložení – radiální podpěra:	8		2 176
Stávající uložení – axiální opěra:	1		260
Navrhované uložení – spodní a vrchní trubka:	2	326	2 500
Navrhované uložení – podložný plech P10:	2		640
Navrhované uložení – podložný plech P12:	1		365
Navrhované uložení – podložný plech P14:	2		980
Navrhované uložení – ostatní:			300
Navrhované uložení – objímka:	3		270
Navrhované uložení – svary komplet:			530
Celkem pro stávající řešení:			4 998
Celkem pro navrhované řešení:			5 585
<b>Výsledná sumarizace:</b>			<b>- 587</b>

Tab. 13: Vyhodnocení úspory při použití systému dvou axiálních podpěr [5]

Z výsledné hodnoty můžeme usoudit, že mnou navrhovaná konstrukce uložení, vychází o poznání draž než stávající systém. Nejdražší položkou je opět sklotextitová trubka, která by ovšem, ve srovnání s ocelí zajistila mnohem menší přestup tepla a tím zajistila radikální zmenšení možného příjmu tepla skladovanému plynu. Díky tomu by nárůst tlaku v zásobníku – při dlouhodobém skladování – byl o poznání pomalejší a regulační technika by tedy měla méně práce. V případě jednoduchého systému by se snížilo množství plynu vypuštěného do atmosféry, což bychom též mohli považovat za úsporu (ovšem spíše pro provozovatele zásobníku). Troufám si tvrdit, že ale celková časová náročnost této konstrukce, by byla mnohem menší, pak bychom se pravděpodobně dostali do kladných hodnot.

Nutno tedy podotknout, že výpočet ceny nezahrnuje absolutně vše, zejména jednotlivé tarifní hodiny potřebné ke kompletaci. Celkový propočet by zabral nesmírně mnoho času a prostoru. Jedná se tedy o hrubý odhad finančních nákladů.



### 3.4.5 Uložení vnitřní nádoby do perlitové výplně meziprostoru [2]

Jak již bylo zmíněno, je prostor mezi vnější a vnitřní nádobou na konci výrobního cyklu daného zásobníku naplněn perlitem. Jde o zrna vulkanického původu, která svými vlastnostmi zaručují velmi dobrou tepelnou izolaci, nízkou hmotnost a odolnost vůči působení mikroorganismů či plísním. Své charakteristiky si udržuje v rozsahu teplot od -200 °C až do 1 000 °C.

Jedná se tedy o sypkou hmotu, která je ovšem v základních provozních podmínkách v klidu a v uzavřeném, zcela zaplněném prostoru. Za těchto podmínek ji můžeme považovat za pevnou látku. Obecně pak o takové látce můžeme prohlásit, že v rámci namáhání snese jen tlakové zatížení (např. na hromadu písku se také můžeme postavit).

Jmenované vlastnosti a předpoklady ale nemusí platit při dynamickém namáhání, tj. když je nádoba zatěžována dopravou, zemětřesením nebo vlivem podchlazení a následného smrštění vnitřní nádoby, při naplnění zkapalněným médiem. Díky těmto vlivům by mohlo dojít ke vzniku dutin, což by následně vyvolalo přesun zrn a tím pádem snížení nosných limitů perlitu. Ovšem z obecných zkušeností si troufám tvrdit, že by tento proces po několika cyklech měl ustát. Spodní část meziprostoru by se časem tedy úplně zaplnila a nedocházelo by ke změnám vlastností výplně v této lokalitě.

Z uvedených informací vyplývá, že samotné uložení vnitřní nádoby do perlitové výplně by možné bylo. S tímto tvrzením, ale přichází dalších mnoho otázek a neznámých, zejména tedy:

- ustavení vnitřní vůči vnější nádobě, tedy do správné polohy před samotným plněním perlitem
- charakteristiky sypké hmoty v uzavřeném prostoru (experimentální měření – nelze vypočítat)
- následné schválení příslušnými orgány

Z těchto hlavních bodů vyplývá, že zavedení myšlenky do praxe by bylo velmi náročné. Zkusme si alespoň pro demonstraci zkusit představit situaci, kdy je zásobník v pracovní – vertikální poloze, je konvenčně uložen a axiální táhla se při maximálním naplnění tanku „utrhnou“.

V případě porušení nosného systému táhel, budeme uvažovat pouze statické zatížení nikoliv volný pád. Vycházím tedy z předpokladu, že spodní prostor je zcela zaplněn perlitem.

Výchozí hodnoty pro výpočet použiji z již existujícího interního dokumentu. Tento spis obsahuje vyhodnocení tlakové zkoušky respektive namáhání vzorku perlitu o určité hustotě. Zkušební zařízení se skládalo z válce s pístem, kde byly jednotlivé vzorky zatěžovány až do porušení.

### Vstupní údaje

Hmotnost vnitřní nádoby:	$W_{iv} = 1\,670\text{ kg}$
Hmotnost obsahu vnitřní nádoby:	$W_c = 8\,120\text{ kg}$
Vertikální zatížení:	$F = 96\,007\text{ N}$
Vnější průměr vnitřní nádoby:	$D = 1\,350\text{ mm}$
Hustota perlitu:	$\rho_p = 30 - 150\text{ kg m}^{-3}$
Maximální dovolené napětí perlitu:	$\sigma_{\max} = 0.048\text{ N mm}^{-2}$

Výpočet:

- přibližný výpočet obsahu dna:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad S = 1\,431\,388\text{ mm}^2 \qquad (54)$$

- zatížení:

$$\sigma = \frac{F}{S} \qquad \sigma = 0.067\text{ N mm}^{-2} \qquad (55)$$

Za daných okolností můžeme říci, že v případě selhání nosného systému táhel, perlitová výplň neunesla dané zatížení.

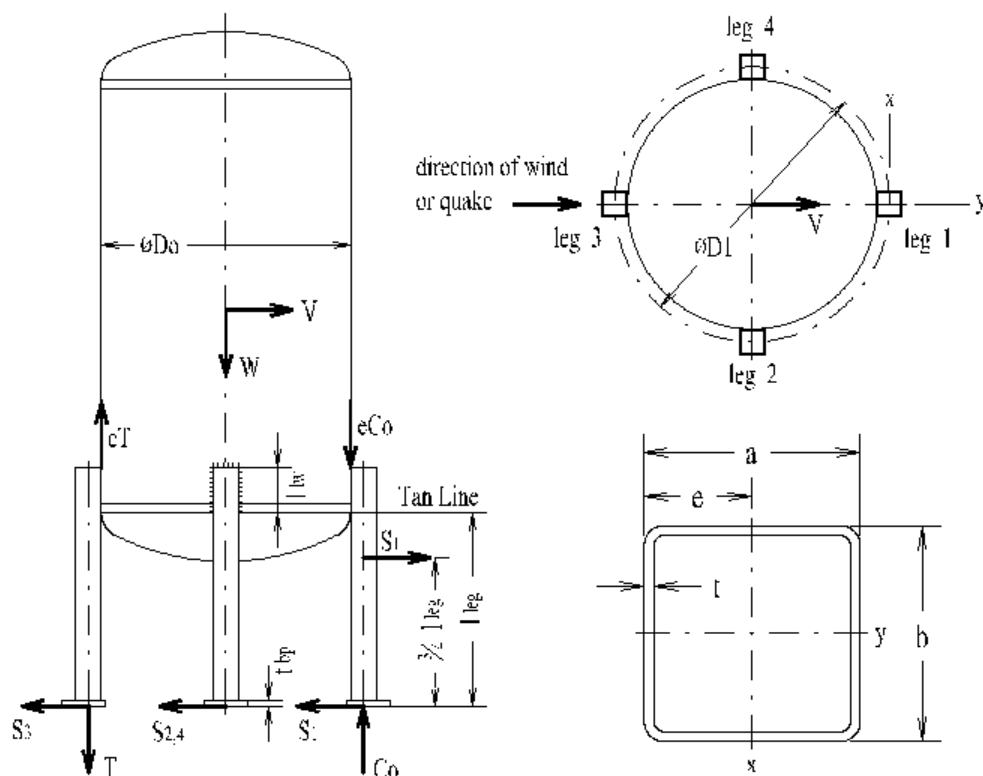
### 3.4.6 Použití tří nohou zásobníku namísto stávajících čtyř

Při prvním pohledu na již vyrobený zásobník, s vědomím toho, že se máte pokusit o optimalizaci, Vás jako první napadne:

Proč má čtyři stojiny? Nestačili by tři? Vždyť rovina je stanovena již třemi body.

V počátku svého rozjímání jsem si myslel, že tento úkol bude pro moji práci stěžejní, jenže tento pocit trval do prvního seznámení s postupem návrhového výpočtu, ten je natolik rozsáhlý, že by dojisty stačil na samostatnou práci. Komplexnost tohoto propočtu je zejména způsobena tím, že nám nestačí pouhý návrh nohou zatěžovaných staticky (tedy na vzpěr) při stacionární operační poloze. Nohy musí ustát všechny přírodní živly, jako je normou - dle dané operační lokality - předepsaný vítr a zemětřesení. Při odebrání jedné nohy a rovnoměrného rozložení zbývajících tří po obvodu zásobníku by se nám kompletně změnila vstupní charakteristika zatěžujících parametrů a tím pádem i rozložení sil mající vliv na celkovou tuhost soustavy.

Rozhodl jsem se tedy, že danou problematiku se pouze pokusím nastínit stručným přehledem postupu výpočtu.



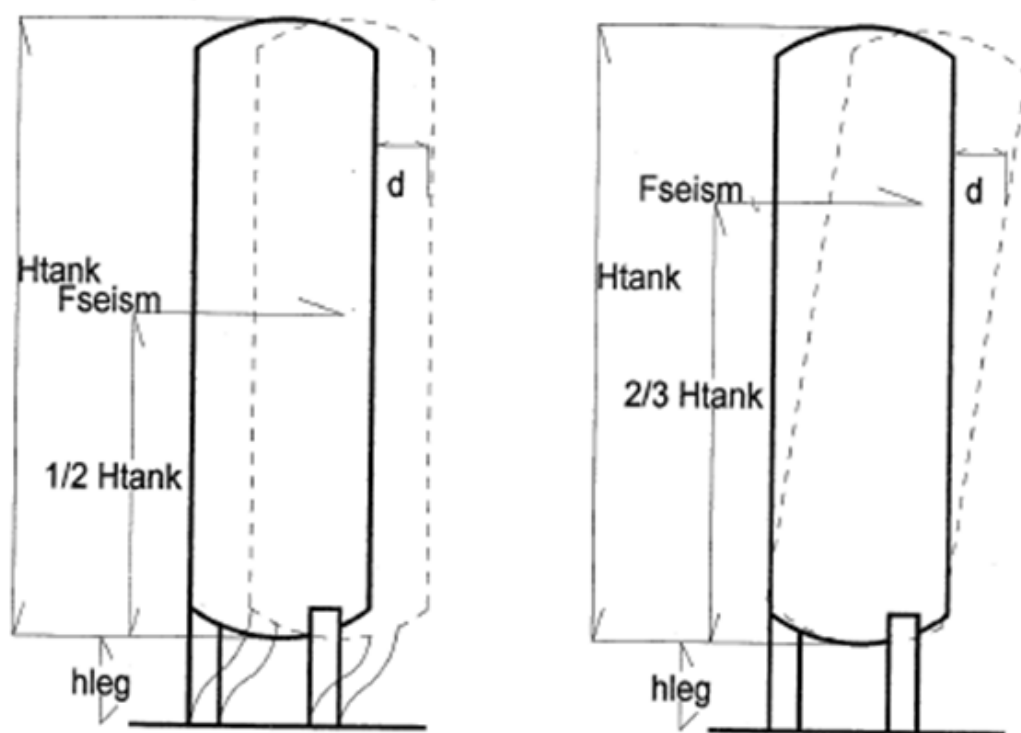
Obr. 27: Schéma silových účinků na zásobník [2]

Stručný přehled postupu výpočtu při zatížení větrem:

Vstupními parametry jsou zatížení zásobníku, materiál a rozměry zásobníku, nohou vč. základových patek, kotevních šroubů a jejich vzájemného propojení, tedy zejména svarů.

- výpočet dovolených tlakových namáhání jednotlivých komponent
- určení zatížení s ohledem na maximální extrém, tj. plný zásobník (např. tlaková či nadzvedávací síla na návětrné straně, příčná síla na nohu, atd.)
- kontrola opěrných nohou na tlak, ohyb a kombinované namáhání
- kontrola svaru mezi opěrnou nohou a pláštěm vnější nádoby
- kontrola svaru mezi nohou a základovým plechem
- kontrola samotného základového plechu
- kontrola zásobníku na překlopení a to jak plného, tak i prázdného zásobníku
- kontrola kotevních šroubů

Postup kalkulace pro namáhání od zemětřesení je velice obdobný, vstupní hodnoty jsou totožné, avšak výpočet je mnohem přísnější, zejména v závislosti na lokalitě určené pro provoz zásobníku.



Obr. 28: Uvažovaná deformace zásobníku vlivem zemětřesení [2]

## 4 Závěr

Práce se zabývala analýzou současných konstrukčních řešení v oblasti výroby vertikálního kryogenního zásobníku (především pak uložením vnitřní - vnější nádoba) a návrhy vedoucími ke zlepšení – optimalizaci – těchto stávajících konstrukcí a to jak minimalizací stávajících nosných prvků, tak i modifikací současného řešení či návrhem zcela odlišného systému uložení.

V první řadě jsme prokázali, že pro námi vybraný typ zásobníku (VT 6/37), lze dosáhnout výrazných úspor při redukci počtu nosných prvků vnitřní nádoby, tj. táhel a radiálních podpěr. Pokusili jsme se nahradit materiál radiálních trubek, zejména kvůli možnému snížení přestupu tepla, což se nám podařilo. Nakonec se tento návrh ukázal ekonomicky náročnější a to právě díky razantně vyšší ceně náhradního sklotextitového materiálu oproti jeho ocelovému protějšku. Dále jsme navrhli konstrukční řešení, díky kterému lze úplně eliminovat současně používanou axiální oporu a tím dosáhnout další úspory. Následně jsme se pokusili o návrh jiného systému uložení s využitím výše jmenovaného sklotextitového materiálu. Ukázalo se, že by tento způsob uložení možný byl, ale v porovnání se stávajícím řešením je patrně dražší. Také jsme ověřili, že samotná perlitová výplň by mohla sloužit jako samostatný nosný prvek vnitřní nádoby, avšak tento návrh je spíše fikce a skýtá spíše více otázek než odpovědí. V neposlední řadě jsme zmínili, že další – byť poněkud složitou – variantou šetření nákladů by bylo snížení počtu nohou ze současných čtyř kusů na tři. Nicméně při zachování stávajícího počtu nohou máme zase zajištěn stejný vzhled celé série VT.

Jako nejlepší možnost, v porovnání se současným řešením, se tedy jeví kombinace návrhu snížení počtu táhel a návrhu eliminujícího současnou axiální oporu, při již sníženém počtu radiálních podpěr.

<b>Uložení</b>	<b>Cena [Kč]</b>
Současné řešení	4 998
Kombinované řešení	3 245
<b>ÚSPORA:</b>	<b>1 753</b>

Tab. 14: Finální vyhodnocení úspory [5]

Při pohledu na výslednou sumu je ale nutné zdůraznit, že jsme do kalkulací zahrnuli pouze cenu jednotlivých položek, tzn. materiálu a nutných svarů vycházející z podnikových dat a tabulek, takže jde pouze o hrubé vyhodnocení finančních nákladů bez dalších faktorů ovlivňujících konečnou kalkulaci ceny – především bez ohodnocení lidské práce. Výsledná úspora může být tedy daleko nižší. Nesmíme také opomenout procesy schvalování a zavádění do výroby, které by taktéž stály mnoho úsilí a tím pádem i finančních prostředků. Z hlediska dlouhodobé výroby ale můžeme předpokládat, že by se toto snažení vyplatilo. Veškeré úpravy by samozřejmě vyžadovaly mnoho dalších propočtů, analýz a v neposlední řadě prototypových zkoušek.

Při zhlédnutí některých výsledných hodnot v rámci daných namáhání je vidět, že se pohybují blízko limitních respektive dovolených. Z toho můžeme usoudit, že valná většina mnou navrhovaných úprav by byla aplikovatelná pouze na tento typ zásobníku či jemu velikostí podobných. Nepodceňoval bych však nosnou sílu perlitové výplně, která dle mého úsudku mnoho zatěžujících sil výrazně redukuje.

# Seznam použité literatury

*monografie:*

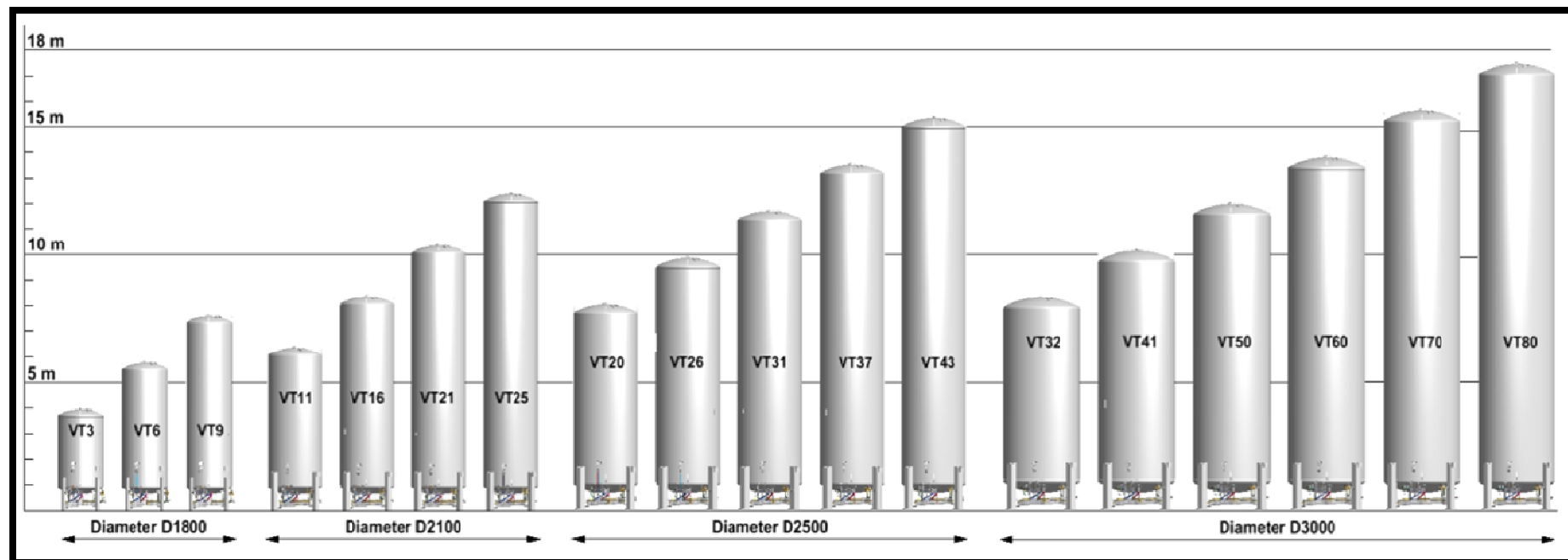
- [1] Ota, J.: *Kryogenní technika a její aplikace*, ČVUT, Praha, 2004
  
- [2] Prospekty, publikace a interní dokumenty dceřinných společností firmy Chart Industries, Inc.
  
- [3] [www.ateam.zcu.cz/download/nizke\\_teploty.pdf](http://www.ateam.zcu.cz/download/nizke_teploty.pdf)
  
- [4] <http://eurocodes.org.ua/>
  
- [5] Výstupy z programů užívaných firmou (Word, Excel, AutoCad, Inventor, aj.) vytvořené mnou samotným

## Seznam příloh

Příloha I: Série VT zásobníků vyráběná firmou Ferox .....	65
Příloha II: Série VT zásobníků – Technická data .....	66



# Příloha I: Série VT zásobníků



## Příloha II: Série VT zásobníků – technická data

Type		VT 3	VT 6	VT 9	VT 11	VT 16	VT 21	VT 25	VT 20	VT 26	VT 31	VT 37	VT 43	VT 32	VT 41	VT 50	VT 60
Gross volume	[Liters]	3 420	6 150	8 870	10 810	15 530	20 250	24 970	20 130	26 110	32 080	38 060	44 030	32 290	41 630	50 960	60 300
Net capacity (95% filling) <sup>1</sup>	[Liters]	3 250	5 840	8 430	10 270	14 750	19 240	23 720	19 120	24 800	30 480	36 160	41 830	30 680	39 550	48 410	57 280
	LIN [Kg]	2 630	4 730	6 810	8 300	11 930	15 550	19 170	15 460	20 050	24 630	29 220	33 800	24 790	31 960	39 120	46 290
	LOX [Kg]	3 720	6 680	9 630	11 730	16 850	21 970	27 090	21 840	28 330	34 810	41 300	47 770	35 040	45 170	55 290	65 420
	LAR [Kg]	4 570	8 220	11 850	14 440	20 740	27 040	33 350	26 880	34 870	42 840	50 820	58 790	43 120	55 590	68 050	80 520
	LN2O [Kg]	3 440	6 170	8 900	10 850	15 580	20 320	25 050	20 200	26 200	32 190	38 190	44 180	32 400	41 770	51 130	60 500
	LCO2 <sup>2</sup> [Kg]	3 600	6 460	9 320	11 360	16 310	21 270	26 230	21 140	27 420	33 690	39 970	46 240	33 910	43 720	53 520	63 330
Daily evaporation rate LOX <sup>3</sup>	18 barg [%/d]	0.37	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.17	0.15	0.14	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.11	0.1
	22 barg [%/d]	0.37	0.27	0.24	0.22	0.2	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.13	0.13	0.13	0.12	0.11	0.1
	37 barg [%/d]	0.39	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11
Max. withdrawal rate LOX <sup>4,5</sup>	[Nm3/h]	470			590				670				860				
Max. withdrawal rate LCO2 <sup>6</sup>	[Kg/h]	115			140				160				205				
Weight, empty	18 barg [Kg]	2 980	4 320	5 750	6 440	8 310	10 160	12 150	11 580	14 010	16 460	18 840	21 290	16 490	18 580	21 740	24 900
	22 barg [Kg]	3 090	4 500	5 980	6 720	8 690	10 640	12 730	12 070	14 640	17 210	19 730	22 310	16 220	19 520	22 870	26 230
	37 barg [Kg]	3 520	5 160	6 880	7 830	10 190	12 530	15 010	14 290	17 440	20 580	23 680	26 820	19 940	24 120	28 380	32 610
Diameter (D)	[mm]	1 800			2 100				2 500				3 000				
Overall width (A)	[mm]	2 000			2 100				2 500				3 000				
Overall depth (B)	[mm]	2 150			2 350				2 800				3 280				
Height (H) <sup>7</sup>	[mm]	4 030	5 840	7 650	8 430	8 430	10 430	12 430	8 110	9 940	11 770	13 600	15 430	8 400	10 230	12 060	13 890

Notes:

1) Filling 95 % (equilibrium state at 1.013 bar)

2) Filling 95 % (equilibrium state at 10 bar)

3) based on pressure EN12213 (100 kPa and 15°C ambient temperature)

4) For N2 and Ar stated withdrawal rates to be multiplied by: N2=0.88 / Ar=1.01

5) Stated withdrawal rates are for short term withdrawal (up to 3 hrs) at tank pressure 10 barg

6) Stated withdrawal rates are with the standard flat fin PBU vaporizer at tank pressure 15 barg and 10°C

optionally in case of higher withdrawals of CO2, electric vaporizer needed to be ordered

7) Tanks with thermosiphon are app. 790 mm higher